

A INFLUÊNCIA DAS VARIÁVEIS OPERACIONAIS DE UM MOTOR
CFR-CETANO NO ATRASO DE IGNIÇÃO PARA DIFERENTES MISTURAS DE
BIODIESEL

Raquel Pinheiro Araujo

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Albino José Kalab Leiroz, Ph.D. (Orientador)

Eng. Nauberto Rodrigues Pinto (Orientador)

Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc.

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2013

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço aos meus pais por todo o apoio financeiro e emocional ao longo do curso, e por sempre acreditarem e apoiarem meus sonhos.

Ao meu irmão Rafael, pelo carinho e motivação em todos os momentos.

Ao meu orientador Albino Leiroz, pela oportunidade de realização deste projeto e pelo apoio e auxílio neste trabalho.

Ao meu também orientador Nauberto Rodrigues Pinto, por todos os ensinamentos e auxílio tanto na parte experimental quanto na parte teórica deste trabalho, e por sua enorme dedicação na realização deste projeto.

Ao professor Marcelo Colaço, por sempre estar disposto a ajudar.

À toda equipe de funcionários do Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT), pela ajuda ao longo do trabalho.

Aos meus amigos da engenharia mecânica, Jéssica Abreu, Monique Silveira, Henrique Lobianco, Renata Cardoso, Filipe Matias, Felipe Barbosa, Marta Negry, Diego Fontes e Eduardo Albieri, por todas as tardes e noites viradas estudando e pela amizade que tornou o decorrer do curso muito mais agradável.

Aos meus amigos Graciele Tanaka, Victor Ventura, Matheus Jung, Gabriel Tancredi e Túlio Jaguar, por todo o apoio e amizade que fazem a minha vida muito mais feliz.

Aos meus amigos da engenharia elétrica, pela amizade e apoio no começo da faculdade.

Ao meu namorado Leonardo Baldo, pelo carinho e pela motivação de todos os dias e por tornar minha vida muito mais divertida.

Por fim, aos professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, por garantir a formação de ótimos profissionais.

RESUMO

Neste trabalho são analisados a influência da adição de biodiesel ao óleo diesel e de parâmetros operacionais no atraso de ignição, em um motor padrão ASTM-CFR Cetano. Nos testes foram utilizados diesel comercial, que já apresenta 5% de biodiesel em sua composição, e biodiesel de dendê. Através da mistura de ambos obteve-se os combustíveis B20 (20% de biodiesel e 80% de diesel) e B40 (40% de biodiesel e 60% de diesel). Os parâmetros operacionais que tiveram sua influência no atraso de ignição analisada foram o avanço de injeção, a razão de compressão e a vazão de combustível. Foram realizados testes na condição padrão de operação para cada uma das três misturas de biodiesel e diesel para analisar o impacto da adição de biodiesel na mistura e para obtenção do número de cetano de cada combustível. Depois da realização dos testes padrão, foram realizados testes alterando-se o valor de um parâmetro operacional por vez para cada combustível a fim de avaliar sua influência com o atraso de ignição.

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	ii
RESUMO	iii
ÍNDICE DE FIGURAS	vi
ÍNDICE DE TABELAS.....	viii
LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS	ix
1. Introdução	1
1.1. Objetivo do Trabalho	1
1.2. Desenvolvimento do Projeto Final	2
2. Revisão Bibliográfica.....	3
2.1. Motor de Combustão por Compressão – Motor Diesel.....	3
2.1.1. Ciclo Termodinâmico do Motor Diesel: Quatro Tempos.....	3
2.1.2. Sistema de Injeção Indireta de Combustível.....	5
2.1.3. Atraso de Ignição	6
2.1.4. Número de Cetano	7
2.2. Emissões.....	9
2.2.1. Emissões do Biodiesel	11
2.3. Combustíveis	13
2.3.1. Óleo Diesel	13
2.3.2. Biodiesel	14
2.4. Desempenho de Motores Diesel com Uso de Biodiesel	16
3. Descrição do Aparato Experimental.....	19
3.1. Especificações do Motor ASTM-CFR Cetano.....	19
3.2. Sistemas de Controle dos Parâmetros de Operação	21
3.2.1. Temperatura do Ar de Admissão.....	21
3.2.3. Avanço de Injeção	23
3.2.4. Atraso de Ignição.....	24
3.2.5. Vazão de Combustível.....	24
4. Experimentos.....	26
4.1. Preparo das Misturas de Combustível.....	26

4.2. Procedimento Experimental	28
5. Resultados.....	31
5.1. Número de Cetano	31
5.2. Atraso de Ignição	32
5.2.1. Razão de Compressão X Atraso de Ignição.....	32
5.2.2. Avanço de Injeção X Atraso de Ignição	34
5.2.3. Vazão de Combustível X Atraso de Ignição.....	36
6. Tratamento de Dados	39
6.1. Cálculo da Massa Específica e sua Incerteza	39
6.2. Cálculo da Vazão de Combustível e sua Incerteza	40
7. Considerações Finais	41
7.1. Conclusão.....	41
7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros.....	42
8. Referências Bibliográficas.....	43
APÊNDICE I - CÁLCULO DAS PROPORÇÕES DE VOLUME E MASSA DO DIESEL COMERCIAL (B5) E DO BIODIESEL PURO (B100) NAS MISTURAS DOS COMBUSTÍVEIS B20 E B40	46
APÊNDICE II - CÁLCULO DAS VARIAÇÕES PERCENTUAIS DAS QUANTIDADES MEDIDAS QUANDO OS PARÂMETROS OPERACIONAIS SOFREM ALTERAÇÃO.....	49

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Os 4 estágios de operação do ciclo de quatro tempos do motor Diesel.....	4
Figura 2.2 - Dois tipos de injeção indireta no motor Diesel.....	5
Figura 2.3 - Curva para determinação do número de cetano no motor CFR-Cetano.....	8
Figura 2.4 - Emissões de poluentes do biodiesel em relação ao diesel.....	12
Figura 2.5 - Formas de comercialização do óleo diesel.....	13
Figura 2.6 - Propriedades do óleo diesel X Desempenho do motor.....	14
Figura 2.7 - Ciclo fechado do carbono para o biodiesel.....	15
Figura 2.8 - Curvas de consumo específico para o diesel e o B100.....	16
Figura 2.9 - Curvas de consumo específico para o diesel e o B20.....	17
Figura 3.1 - Motor ASTM-CFR Cetano.....	20
Figura 3.2 - Controlador de temperatura Waukesha.....	21
Figura 3.3 - Termômetro da temperatura do ar de admissão.....	22
Figura 3.4 - Duto de admissão do ar.....	22
Figura 3.5 - Vista do mecanismo de variação da razão de compressão.....	22
Figura 3.6 - Tabela de conversão entre leitura do volante e a razão de compressão.....	23
Figura 3.7 - Medidor de avanço de injeção e atraso de ignição.....	24
Figura 3.8 - Cubas de combustível, bureta e válvula seletora.....	25
Figura 3.9 - Funcionamento da cremalheira para controle do débito de combustível....	25
Figura 4.1 - Recipientes com as misturas formadas B5, B20 e B40 respectivamente....	26
Figura 4.2 - Proveta e balança de precisão.....	28
Figura 4.3 - Misturador Biomatic.....	28
Figura 4.4 - Cubas de combustível, cuba número 1 à esquerda.....	29
Figura 5.1 - Número de cetano para combustíveis com diferente teor de biodiesel.....	32
Figura 5.2 - Atraso de ignição em função da razão de compressão.....	33
Figura 5.3 - Atraso de ignição em função da razão de compressão (destaque para condição padrão de operação).....	34
Figura 5.4 - Atraso de ignição em função do avanço de injeção.....	35

Figura 5.5 - Atraso de ignição em função do tempo de consumo de 13 ml de combustível	36
Figura 5.6 - Atraso de ignição em função da vazão de combustível	37

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Dados da curva do motor CFR.....	9
Tabela 2.2 - Comparação de emissões utilizando-se como combustível diesel e depois biodiesel etílico de soja	11
Tabela 2.3 - Biodiesel X Diesel derivado do petróleo.....	15
Tabela 3.1 - Especificações do motor ASTM-CFR Cetano.....	20
Tabela 4.1 - Formação das misturas	27
Tabela 5.1 - Número de cetano dos combustíveis utilizados	31
Tabela 5.2 - Variação da razão ar-combustível em relação à condição padrão	38
Tabela 6.1 - Massa específica dos combustíveis	39

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

B5	[-]	Combustível com 5% de biodiesel e 95% de diesel
B20	[-]	Combustível com 20% de biodiesel e 80% de diesel
B40	[-]	Combustível com 40% de biodiesel e 60% de diesel
CFR	[-]	Cooperative Fuel Research
CI	[-]	Compression-ignition (ignição por compressão)
DI	[-]	Direct injection (injeção direta)
GEE	[-]	Gases de efeito estufa
IDI	[-]	Indirect injection (injeção indireta)
m	[g]	Massa
NC	[-]	Número de cetano
PMI	[-]	Ponto morto inferior
PMS	[-]	Ponto morto superior
Q	[ml/min]	Vazão de combustível
SI	[-]	Spark-ignition (ignição por centelha)
t_{13}	[s]	Tempo de consumo de 13 de combustível
V	[ml]	Volume
$\theta_{IGN.}$	[graus]	Atraso de ignição
$\theta_{INJ.}$	[graus]	Avanço de injeção
ρ	[g/l]	Massa específica
σ	[-]	Incerteza

1. Introdução

O desenvolvimento de motores de ignição por compressão (CI) começou em 1892 com Rudolf Diesel. Durante a Exposição Mundial de Paris, em 1900, Rudolf Diesel apresentou seu motor funcionando com óleo de amendoim. Ao desenvolver o motor Diesel sua intenção era que este funcionasse com óleos vegetais, o que ajudaria no desenvolvimento agrário de muitos países. Porém com o desenvolvimento do óleo diesel derivado do petróleo, que por ser mais barato que os outros combustíveis, passou a ser utilizado nos motores CI, foi deixado um pouco de lado o desenvolvimento de óleos vegetais. Devido a conflitos entre países e à crescente preocupação com o efeito estufa e com o desenvolvimento auto-sustentável, retomou-se o interesse pela produção de óleos vegetais a serem utilizados em motores.

O Brasil é um país com potencial destacado para produção de energia renovável, graças a sua privilegiada localização. Devido a grande diversidade de espécies vegetais, o Brasil tem várias opções para produção de biodiesel, entre elas palma, soja, dendê e girassol [1].

Além do biodiesel ser um combustível renovável, ele também emite menos gases de efeito estufa e apresenta melhor combustão, o que torna o atraso de ignição menor e conseqüentemente seu número de cetano é maior do que o do diesel de petróleo.

O presente trabalho tem o intuito de analisar a influência de variáveis operacionais de um motor Diesel no atraso de ignição utilizando três diferentes misturas de diesel e biodiesel. Também será analisado o impacto da adição de biodiesel ao óleo diesel.

1.1. Objetivo do Trabalho

O objetivo deste trabalho é o estudo experimental da influência das variáveis operacionais no atraso de ignição de um motor Diesel operando com diferentes misturas de diesel e biodiesel. Para o estudo foi utilizado o motor ASTM-CFR Cetano e foram feitas três diferentes misturas de diesel e biodiesel, uma com 5% de volume de biodiesel (B5), uma com 20% de volume de biodiesel (B20) e por último uma com 40% de biodiesel (B40).

O estudo pretende analisar o comportamento do atraso de ignição através da influência de parâmetros operacionais, como o avanço de injeção, a razão de

compressão e a vazão de combustível. Entendendo-se melhor a influência de tais variáveis, torna-se viável uma otimização nos parâmetros de operação.

1.2. Desenvolvimento do Projeto Final

No Cap. 2 é realizada a revisão bibliográfica, com a descrição das características dos motores de combustão por compressão (Motores Diesel), das emissões de gases poluentes e dos combustíveis diesel e biodiesel.

O Cap. 3 descreve o aparato experimental, isto é, o motor CFR Cetano, além de detalhadamente explicar os sistemas de controle dos parâmetros de operação aqui estudados.

O Cap. 4 aborda os experimentos, com uma descrição detalhada do preparo das misturas de diesel e biodiesel, e dos procedimentos experimentais realizados.

No Cap. 5 são apresentados os resultados dos experimentos para cada mistura de diesel e biodiesel utilizada, mostrando o resultado do número de cetano medido para cada combustível e a influência de cada parâmetro de operação estudado no atraso de ignição.

O Cap. 6 apresenta o tratamento de dados com a análise da propagação de incertezas de algumas medidas.

O Cap. 7 finaliza o trabalho através de uma breve conclusão e de sugestões para trabalhos futuros.

2. Revisão Bibliográfica

Os motores de combustão interna foram inventados no final do século XIX. O seu propósito é a produção de energia mecânica a partir de energia contida nos combustíveis. Essa energia é produzida queimando-se ou oxidando-se o combustível dentro da câmara de combustão do motor. Por isso esses motores são chamados de motores de combustão interna [2].

Existem dois diferentes tipos principais de motores de combustão interna, o motor de ignição por centelha (motor Otto ou motor a gasolina) e o motor de ignição por compressão (motor Diesel). O motor Diesel foi desenvolvido por Rudolf Diesel em 1892. Este motor de ignição por compressão proporcionou até o dobro de eficiência, pois tornou possível o funcionamento com maiores razões de expansão sem sofrer detonação e batida [2].

2.1. Motor de Combustão por Compressão – Motor Diesel

No motor de combustão por compressão apenas o ar é aspirado para dentro do cilindro e sofre compressão, atingindo uma temperatura acima da temperatura de autoignição do combustível. Ao final da compressão do ar, o combustível é injetado na câmara de combustão onde encontra o ar já aquecido e inicia a combustão. Ele funciona diferente do motor de ignição por centelha (SI), no qual a mistura ar-combustível é injetada e comprimida até uma temperatura inferior a de autoignição. Desta forma, a razão de compressão do motor Diesel pode ser superior a do motor SI, atingindo uma faixa entre 12:1 e 24:1. Este tipo de motor normalmente opera com misturas pobres em combustível, isso é, nas quais a quantidade de combustível é menor do que da razão estequiométrica [2].

O motor Diesel pode operar em dois tempos ou quatro tempos. Na maioria dos casos o motor Diesel opera em quatro tempos, devido à menor emissão de material particulado, pois consome menos óleo lubrificante [3].

2.1.1. Ciclo Termodinâmico do Motor Diesel: Quatro Tempos

Um ciclo de quatro tempos (Fig. 2.1) é realizado em quatro cursos do pistão, logo, em duas voltas completas do virabrequim (eixo de manivelas). A seguir estão descritos os quatro cursos [2]:

- a) Admissão: Este estágio inicia com o pistão no ponto morto superior (PMS) e termina com o pistão no ponto morto inferior (PMI). Durante este estágio acontece a admissão do ar no cilindro pela válvula de admissão. A válvula de escapamento continua fechada durante todo o estágio.
- b) Compressão: Durante este estágio ambas as válvulas se encontram fechadas e o pistão se move do PMI para o PMS. O ar dentro do cilindro é comprimido, tendo a temperatura e a pressão aumentadas. No final da compressão, o combustível é injetado dentro da câmara de combustível e encontra o ar aquecido. Com isso a combustão começa depois de um período chamado de atraso de ignição (ignition delay).
- c) Expansão: Durante este estágio assim como no estágio de compressão, ambas as válvulas continuam fechadas. Os gases a altas temperaturas e pressões empurram o pistão do PMS até o PMI e este movimento do pistão força o virabrequim (eixo de manivelas) a rodar. Este estágio é o único a efetivamente produzir trabalho, os outros estágios apenas consomem.
- d) Descarga: O pistão se move do PMS ao PMI com a válvula de escapamento aberta e a de admissão fechada, assim os gases provenientes da combustão deixam o cilindro. Depois deste estágio, o ciclo se repete.

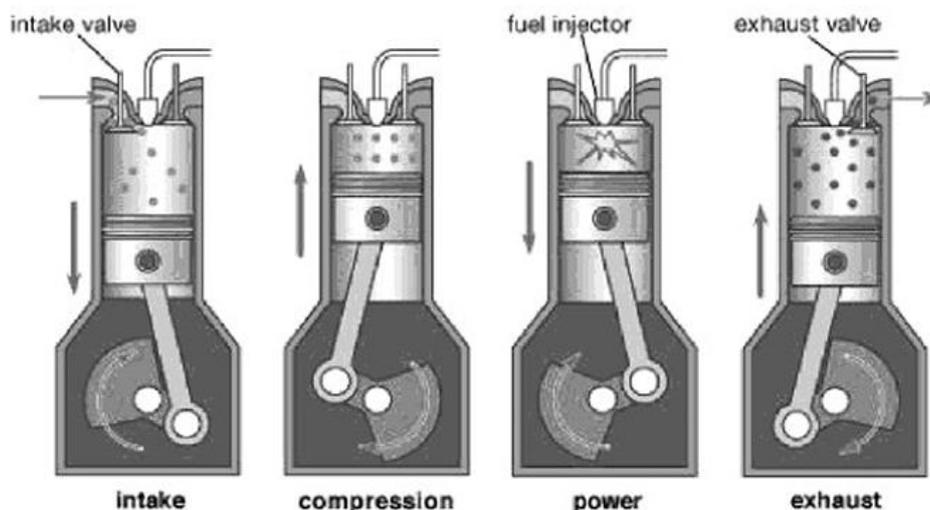


Figura 2.1 - Os 4 estágios de operação do ciclo de quatro tempos do motor Diesel

(Fonte: Encyclopaedia Britannica, Inc. 2007)

2.1.2. Sistema de Injeção Indireta de Combustível

Motores Diesel são classificados em duas categorias básicas de acordo com o formato da câmara de combustão: motores de injeção direta (DI) e motores de injeção indireta (IDI). Nos motores de injeção direta o combustível é injetado direto na câmara de combustão. Já nos motores de injeção indireta (Fig. 2.2) o bico injetor injeta o combustível em uma pré-câmara que está conectada à câmara de combustão através de um bocal, ou um ou mais orifícios [2].

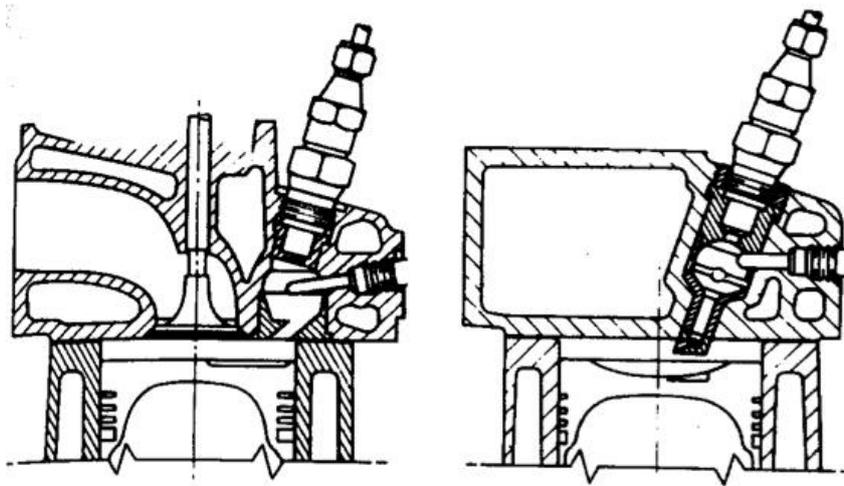


Figura 2.2 - Dois tipos de injeção indireta no motor Diesel [2]

Durante a compressão nos motores com injeção indireta, o ar sendo comprimido é forçado da câmara principal para a pré-câmara de combustão. Assim quando a injeção de combustível é feita, a combustão tem início em sua pré-câmara após o período de atraso. O aumento de pressão decorrente da queima dos gases faz com que um forte jato de combustível e gases de combustão entrem na câmara principal de combustão [4]. Este tipo de injeção é mais utilizada em motores de menor porte, pois a velocidade máxima de curso do pistão nos motores Diesel é praticamente constante para todos os tamanhos de cilindro. Assim, o tempo de mistura ar-combustível e de combustão é menor para os motores de menor porte, já que estes tem um cilindro menor com um menor curso do pistão [2].

Os motores com injeção indireta foram desenvolvidos para resolver os problemas de alta pressão de injeção, pois estes necessitam de uma pressão de injeção menor do que dos motores com injeção direta. Além dos problemas de alta pressão de injeção, os motores IDI foram desenvolvidos para aumentar a velocidade da mistura do

ar com o combustível. O aumento da velocidade da mistura se deve ao forte jato de combustível que sai da pré-câmara e entra na câmara principal de combustão, formando um redemoinho (swirl) que facilita a mistura [2].

Apesar das vantagens da injeção indireta, ela apresenta algumas desvantagens como maior perda de energia. Grande parte da energia produzida pela queima quase instantânea do combustível acumulado durante o atraso de ignição, é absorvida na pré-câmara [2].

2.1.3. Atraso de Ignição

O atraso de ignição (*ignition delay*) é o tempo decorrido entre o início da injeção de combustível e o início da combustão.

Alguns dos fatores físicos do motor que afetam o atraso de ignição [2] são:

- Tempo/Avanço de injeção: Um dos fatores com maior influência sobre o atraso de ignição. Com o motor operando em condições normais, o menor atraso de ignição acontece com o início de injeção entre 10 e 15 graus antes do PMS. Com a injeção começando mais cedo, o atraso de ignição aumentará, pois a temperatura e a pressão inicial é menor.
- Quantidade de injeção: Injetando-se maior quantidade de combustível, a temperatura do gás residual e da parede aumenta, o que faz a temperatura do combustível aumentar na injeção, e com isso o atraso de ignição diminui.
- Temperatura e pressão do ar de admissão: Para temperaturas abaixo de 1000K, a temperatura tem uma forte influência no atraso de ignição. Seu aumento causa um aumento na temperatura do ar comprimido fazendo o combustível injetado vaporizar mais facilmente. Com isso o atraso de ignição diminui. A pressão dentro desta faixa de temperatura abaixo de 1000 K também afeta o atraso de ignição, quanto maior a pressão menor é o atraso de ignição, porém conforme a temperatura aumenta e o atraso diminui, a influência da pressão no valor do atraso fica menor.
- Velocidade do motor: Um aumento na velocidade angular do motor a uma carga constante resulta numa leve diminuição do atraso de ignição quando medido em milissegundos.

As características de ignição de um combustível também afetam o atraso de ignição. Assim, as propriedades físicas e químicas do combustível são muito importantes para a determinação das características operacionais do motor Diesel, como por exemplo sua eficiência, a emissão de gases poluentes, a facilidade de partida no motor e seu funcionamento sob carga. A qualidade de ignição de um combustível é definida pelo seu número de cetano [2].

2.1.4. Número de Cetano

O número de cetano de um combustível mede sua qualidade de ignição para um motor diesel. Quanto menor o número de cetano do combustível, maior é o seu atraso de ignição, e conseqüentemente maior pode ser a quantidade de combustível na câmara de combustão que não queima no tempo certo.

As propriedades químicas de um combustível são muito importantes para a determinação do número de cetano. Um combustível com um alto teor de parafinas apresenta um alto número de cetano e um combustível com um alto teor de hidrocarbonetos aromáticos (como álcools) apresenta um baixo número de cetano [2].

A escala do número de cetano para os combustíveis é definida por combustíveis de referência. Os combustíveis de referência são feitos através de misturas de dois hidrocarbonetos puros: o Cetano (n-hexadecano $C_{16}H_{34}$), um hidrocarboneto com alta qualidade de ignição que representa o topo da escala do número de cetano com um valor igual a 100, e o Heptametilnonano (HMN), que tem uma baixa qualidade de ignição e representa o número de cetano igual a 15 [2].

Assim, a fórmula para calcular o número de cetano (NC) dos combustíveis de referência é igual a:

$$NC = \%n - Cetano + 0.15 \times \%HMN \quad (2.1)$$

Na prática, os dois combustíveis de referência primários (n-cetano e HMN) são apenas utilizados para calibrar dois combustíveis de referência secundários, o T-Fuel e o U-Fuel. O T-Fuel tem um número de cetano por volta de 75, enquanto o U-Fuel apresenta um número de cetano baixo, aproximadamente 20.

No Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da Universidade Federal do Rio de Janeiro foram utilizados o T-22 e o U-15, adquiridos na empresa Chevron Phillips,

como combustíveis de referência secundários. Com estes combustíveis foi possível traçar uma curva para o número de cetano. O propósito da curva é facilitar a determinação do número de cetano de futuros combustíveis a serem utilizados no motor ASTM-CFR Cetano que se encontra neste laboratório.

Através de 11 misturas feitas com diferentes porcentagens do T-22, com número de cetano igual a 74,8 e do U-15, com número de cetano igual a 18,7, foram realizados testes no motor, anotando-se a leitura do volante do motor que ajusta a razão de compressão para cada mistura. De posse dos 11 pontos obtidos das leituras foi possível obter a curva que relaciona a leitura do volante do motor com o número de cetano. Os testes foram realizados em 2006 pelo Eng. Nauberto R. Pinto e o Tec. José de Assis Maranhão Carvalho, e a curva foi obtida a partir dos dados. Na Fig. 2.3 abaixo encontra-se a curva plotada pela Eng. Monique Soriano Vital da Silva no software MATH.

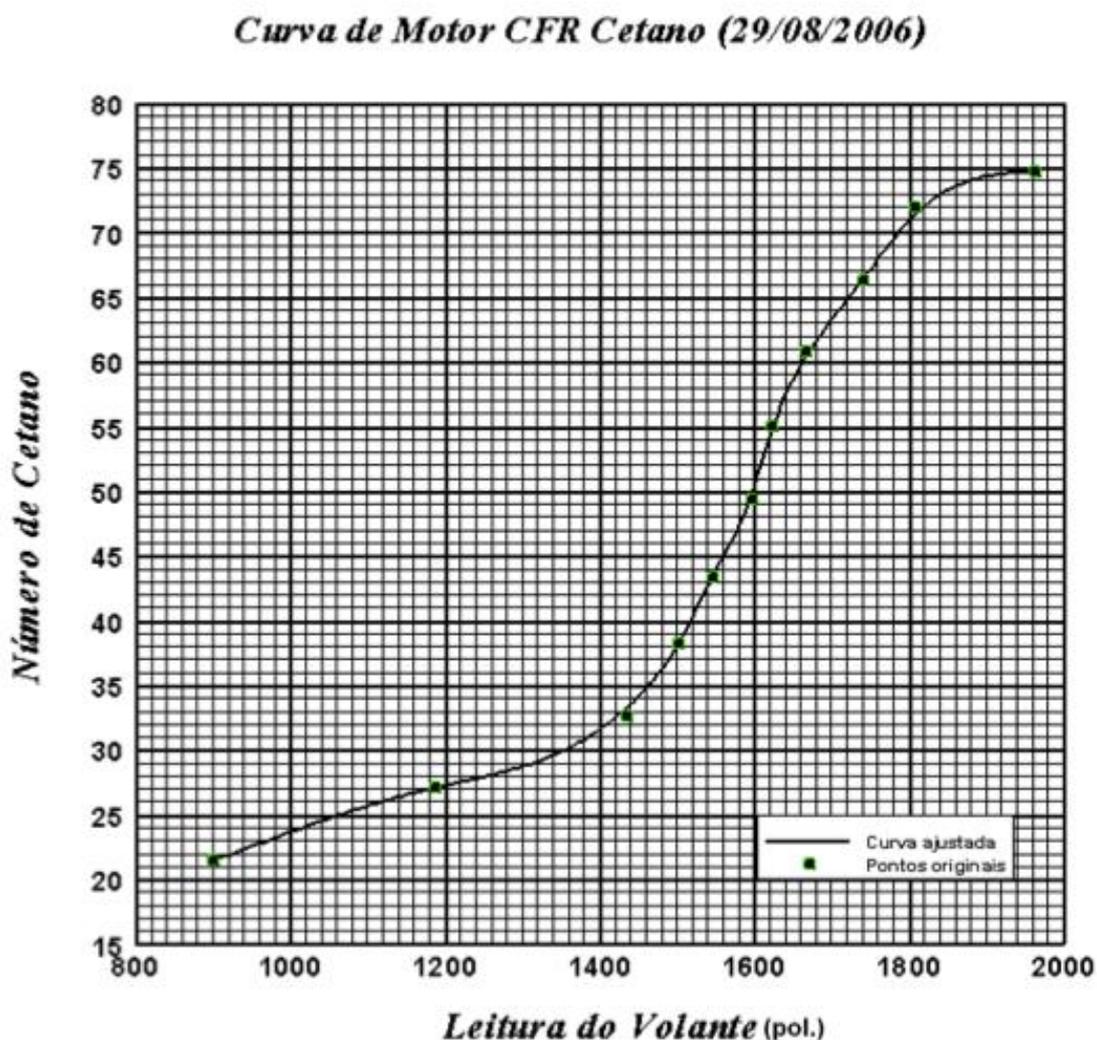


Figura 2.3 - Curva para determinação do número de cetano no motor CFR-Cetano

O valor do número de cetano estimado pela curva ajustada da Fig. 2.3 nem sempre é exatamente igual ao valor do número de cetano medido nos testes. Assim, com os dados da Tab. 2.1 foi calculado o valor do coeficiente de determinação (R^2) da curva que é igual a 0,9804. Isto significa que a curva é um bom ajuste para os dados.

Tabela 2.1 - Dados da curva do motor CFR

Leituras com os padrões	posição do volante	NC estimado (1)	NC referenciado aos padrões	Diferença em percentual
1	900	21,5	21,5	0,00%
2	1187	27,2	27,1	>0,4%
3	1437	33,3	32,7	>1,8%
4	1503	38,5	38,3	>0,5%
5	1545	43,4	43,4	0,00%
6	1596	49,8	49,5	>0,6%
7	1622	54,8	55,1	<0,5%
8	1667	60,5	60,8	<0,5%
9	1742	66,4	66,4	0,00%
10	1807	71,4	72,0	<0,8%
11	1964	74,8	74,8	0,00%

(1) - Valores obtidos a partir da curva do motor, ajustada em 29/AGO/2006

2.2. Emissões

Os motores de combustão interna são uma importante fonte de poluição urbana do ar. Por isso a composição dos gases expelidos na descarga são rigorosamente controlados em diversos países.

No motor de ignição por compressão, o combustível é injetado um pouco antes do início da combustão. Por isso durante a maior parte da combustão a distribuição do combustível não é uniforme. Desta forma, a variável mais importante na determinação dos processos de formação de gases poluentes é a distribuição do combustível e como essa distribuição muda durante o tempo de mistura do combustível com o ar [2]. Durante o atraso de ignição o combustível injetado se mistura com o ar aquecido até atingir a temperatura de autoignição. Após sofrer a autoignição começa a fase chamada de combustão rápida ou pré-misturada. No período de combustão pré-misturada, toda a mistura ar-combustível preparada durante o atraso de ignição queima-se instantaneamente. Após a queima instantânea, inicia-se a fase de combustão difusiva, na qual a queima acontece conforme o combustível se mistura com o ar. Desta forma a liberação de energia é mais lenta [2]. A combustão difusiva produz mais fumaça e a maior parte da emissão de CO, enquanto a combustão pré-misturada é uma combustão que produz mais ruídos, porém é mais limpa. Quanto maior o número de cetano de um combustível, menor será o atraso de ignição e conseqüentemente, a maior parte da combustão se dará na fase difusiva.

Na exaustão do motor Diesel, a emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x) é equivalente a do motor Otto, já a emissão de hidrocarbonetos (HC), apesar de significativa, é 5 vezes menor. A emissão de material particulado (MP) é mais significativa em motores Diesel e é responsável pela fumaça negra gerada por tais motores quando não devidamente regulados [2].

Dentre os gases poluentes, o que apresenta significativo prejuízo à saúde é o monóxido de carbono (CO), pois é altamente tóxico. Neste aspecto o motor Diesel tem vantagem em relação ao motor de ignição por centelha, pois ele pode eliminar até 100 vezes menos monóxido de carbono do que o motor do ciclo Otto. Entretanto, o óleo diesel tende a conter maiores teores de enxofre do que a gasolina. Assim, o enxofre presente no combustível é oxidado ou queimado e produz dióxido de enxofre (SO_2). O dióxido de enxofre por sua vez pode ser oxidado e formar trióxido de enxofre (SO_3) que combinado com água pode formar um ácido sulfúrico [2].

O maior desafio da indústria automobilística é diminuir a emissão de gases de escapamento dos motores, pois nos últimos anos tem crescido cada vez mais a preocupação com a poluição atmosférica. No Brasil desde 1986 existe o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) criado pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Em 2012 entrou em vigor a fase

P7 deste programa, similar à legislação europeia Euro 5. Dentre as determinações desta fase para que sejam atendidos os novos limites de emissões estão a diminuição do teor de enxofre presente no óleo diesel, a necessidade de modificações nos motores e novos sistemas de pós-tratamento dos gases de escapamento. Os veículos novos terão que ser adaptados para funcionar inicialmente com o diesel S50 (50 partes por milhão de enxofre) e posteriormente com o S10 (10 ppm de enxofre) [5].

2.2.1. Emissões do Biodiesel

Segundo KOIKE *et al.* [6] quando foi utilizado biodiesel no lugar do diesel nos seus testes, houve uma redução de 90% na emissão de hidrocarbonetos (HC) e um aumento de 4,41% na emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x). Abaixo encontra-se a Tab. 2.2 com os dados de emissão de HC e NO_x para diesel e biodiesel [6].

Tabela 2.2 - Comparação de emissões utilizando-se como combustível diesel e depois biodiesel etílico de soja [6]

Combustível	HC (ppm)	NO _x (ppm)
Diesel	20	6,80
Biodiesel	2	7,10
Diferença (%)	90,00%	-4,41%

Através de um estudo do Departamento de Energia e do Departamento de Agricultura dos Estados Unidos (USDOE/USDA) foi possível calcular a redução das emissões de dióxido de carbono (CO₂). Esta redução é de 78% em relação ao diesel derivado do petróleo [7]. A redução se deve ao fato de que o CO₂ liberado pela queima do biodiesel é reciclado pelas plantas que serão futuramente utilizadas para produção do mesmo.

As emissões de monóxido de carbono (CO) e de material particulado tendem a ser aproximadamente 47% menores que a do diesel. Quando comparado ao diesel, o biodiesel é praticamente livre de enxofre, assim as emissões de SO_x podem ser desconsideradas. Como já citado anteriormente, as emissões de hidrocarbonetos (HC) tendem a diminuir e as de óxidos de nitrogênio (NO_x) tendem a aumentar. A média de redução nas emissões de HC do biodiesel em relação ao diesel é de 67%, e a de

aumento do NO_x é de cerca de 10% [8]. A Fig. 2.4 apresenta graficamente as mudanças nas emissões.

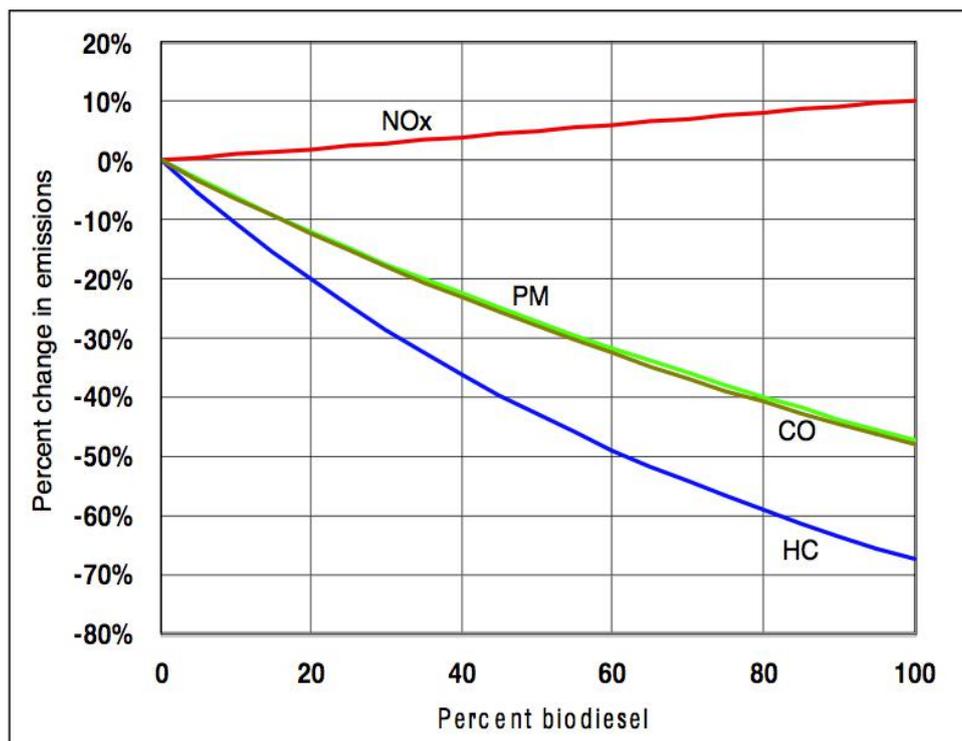


Figura 2.4 - Emissões de poluentes do biodiesel em relação ao diesel [8]

De acordo com a Associação Brasileira das Indústrias de Óleos Vegetais (ABIOVE), o biodiesel tende a emitir 57% menos gases de efeito estufa (GEE) do que o diesel [9].

O uso de biodiesel em substituição do diesel fóssil tem entre outras finalidades, o objetivo de diminuir a emissão de gases de efeito estufa. CARVALHO [10] comparou o biodiesel proveniente da soja com o biodiesel de dendê entre si e ao diesel. O biodiesel de dendê foi o que obteve as menores emissões. Sem considerar a alocação ele teve uma redução de 63,6% nas emissões de GEE em relação ao diesel fóssil. Já o biodiesel de soja teve um balanço negativo em relação ao diesel, com um aumento de 7,3% nas emissões de GEE. Considerando-se a alocação por valor econômico, ambos tiveram uma redução nas emissões de GEE. O biodiesel de dendê teve sua redução em relação ao diesel igual a 66,6% e o biodiesel proveniente da soja teve uma redução de 36,0% [10].

2.3. Combustíveis

Os motores de combustão por compressão utilizam o óleo diesel como combustível. A fim de diminuir a emissão de gases poluentes e procurar formas renováveis de combustível, foi desenvolvido o óleo biodiesel para uso em misturas com o óleo diesel ou em sua versão pura.

2.3.1. Óleo Diesel

O óleo diesel é um combustível derivado do petróleo formado principalmente por hidrocarbonetos. Outros compostos presentes neste combustível são o enxofre, o nitrogênio e o oxigênio [4].

No Brasil o óleo diesel é o combustível mais utilizado e a Petrobrás disponibiliza no mercado alguns diferentes tipos, descritos na Fig. 2.5.

O óleo diesel é produzido para atender aos requisitos de utilização nos motores. Algumas de suas características são controladas para atender ao desempenho desejado do motor, com emissões de acordo com as normas estabelecidas. Na Fig. 2.6 encontra-se uma descrição das propriedades do diesel e da influência destas propriedades no desempenho do motor [4].

SEGMENTO AUTOMOTIVO						
	Diesel Podium S-10	Extra Diesel S-10	Diesel Comum S-10	Extra Diesel	Diesel Comum	Diesel Inverno(*)
Presença de Biodiesel	Sim (5% em volume)					
Presença de Aditivos	Sim	Sim	Não	Sim	Não	Sim (se extra diesel)
Enxofre Total máx. (ppm)	10		500 ou 1800 Conforme Resolução ANP N° 65, de 09/12/2011			500
Número de Cetano mín.	51	48		42		
Coloração	Incolor a amarelada (**) (Presença de corante vermelho no S-500 (***))					
Filtração Complementar nos postos	Sim	Não				

(*) Desenvolvido para alcançar o grau de desempenho necessário para operar nas regiões que apresentam temperaturas ambientes de até -5°C.

(**) Podendo alterar para marrom e alanjada devido à coloração do biodiesel.

(***) Desde 1º de julho de 2012 o corante vermelho passou a ser adicionado ao S-500 e o S-1800 passou a ter coloração incolor a amarelada.

Figura 2.5 - Formas de comercialização do óleo diesel [4]

PROPRIEDADE	O QUE É?	O QUE AFETA?
Densidade	Massa contida em determinado volume	Potência, emissões e economia de combustível
Viscosidade	Tempo de escoamento do combustível em capilar padronizado	Atomização, lubrificação do sistema de injeção
Destilação	Faixa de temperatura de vaporização à pressão atmosférica	Potência, fumaça, depósitos no motor
Número de cetano	Qualidade de ignação	Fumaça, partida a frio, ruído, economia de combustível, emissões
Teor de enxofre	Enxofre total presente	Desgaste de cilindros e anéis, depósitos no motor, emissões
Resíduo de carbono	Tendência à formação de depósitos de carbono	Depósito de coque em partes do motor
Estabilidade a oxidação	Tendência à formação de borra, goma, aderente e escurecimento	Estocagem, filtros, bicos injetores, bomba injetora
Cinzas	Conteúdo de material inorgânico (teor elevado indica existência de contaminação)	Acelera entupimento de filtros
Ponto de Fulgor	Temperatura mais baixa na qual o produto se vaporiza em quantidade suficiente para formar uma mistura inflamável com ar	Segurança, sistema de injeção tamponamento
Corrosividade ao cobre	Potencial de corrosividade do produtos face a presença de enxofre e seus derivados	Vida útil dos tanques, linhas e partes internas do motor
Ponto de entupimento	Temperatura de início de cristalização de parafinas	Entupimento de filtro, escoamento do combustível
Água e sedimentos	Contaminação com água e impurezas	Entupimento de filtro, desgaste de bomba, desgaste do bico injetor, borra no tanque, corrosão, combustão

Figura 2.6 - Propriedades do óleo diesel X Desempenho do motor [4]

2.3.2. Biodiesel

O biodiesel é um combustível proveniente de biomassas, ele é derivado de óleos vegetais ou gordura animal. O biodiesel pode ser usado em sua forma pura (B100) ou em mistura com o diesel [1].

Desde janeiro de 2010, o óleo diesel comercial no Brasil tem 5% de biodiesel, o B5. A adição de 5% de biodiesel ao diesel comercial foi amplamente testada pelo Programa de Testes do Ministério de Ciência e Tecnologia com a participação da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (Anfavea). Os resultados não mostraram necessidade de ajuste ou alteração nos motores ou veículos que utilizem esse combustível [11].

O óleo vegetal *in natura* é diferente do biodiesel. Para transformá-lo em biodiesel e torná-lo compatível com os motores diesel é necessário a realização de um processo químico chamado transesterificação. A transesterificação é realizada em produtoras de biodiesel autorizadas pela ANP [11].

O biodiesel é uma fonte energética sustentável sob os aspectos ambiental, social e econômico. O uso do biodiesel pode trazer um benefício para a sociedade em relação ao meio ambiente, pois acarreta uma diminuição na emissão de gases poluentes em relação ao diesel derivado do petróleo [11]. Um ciclo fechado de carbono (Fig. 2.7) é realizado pelo biodiesel, pois sua matéria-prima sendo a planta, absorve o CO₂ na fase de crescimento e o libera durante a queima do biodiesel na combustão do motor [1].

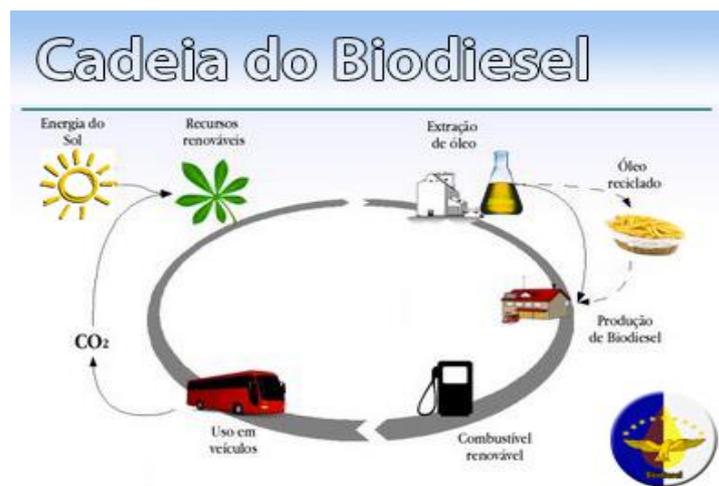


Figura 2.7 - Ciclo fechado do carbono para o biodiesel [12]

Algumas vantagens e desvantagens do biodiesel estão descritas na Tab. 2.3.

Tabela 2.3 - Biodiesel X Diesel derivado do petróleo [13]

Vantagens	Desvantagens
Produzido a partir de recursos renováveis	Utilização de misturas acima do B5 ainda não aprovadas pelas montadoras de veículos
Pode ser usado em muitos motores Diesel, principalmente nos novos	Menor economia de combustível e menos energia (10% menor pro B100, 2% pro B20)
Tendência a menor emissão de poluentes (exceto óxido de nitrogênio)	Pequeno aumento na emissão de óxido de nitrogênio em algumas situações
Tendência a menor emissão de GEE (ex.: B20 reduz CO ₂ em 15%)	Atualmente mais caro
Biodegradável e não tóxico	B100 normalmente não é apropriado para uso em baixas temperaturas
Mais seguro de manusear	Preocupações sobre o impacto do B100 na durabilidade do motor

2.4. Desempenho de Motores Diesel com Uso de Biodiesel

O desempenho de um motor Diesel com uso de biodiesel puro (B100) tende a ser menor do que quando diesel mineral puro é utilizado. Isto se deve ao fato do biodiesel puro apresentar menor poder calorífico do que o diesel mineral [14]. CASTELLANELLI *et al.* [14] utilizou um motor Diesel, de injeção direta, com quatro cilindros, sem adaptações, acoplado a um dinamômetro para fazer testes de desempenho de torque, potência e consumo específico de combustível para misturas de diesel com biodiesel de soja. Nos testes foi comprovado o desempenho inferior do motor utilizando o biodiesel puro (B100), pois este apresentou desempenho inferior de potência, torque e consumo específico quando comparado ao diesel de petróleo.

Os consumos horário e específico de combustível do biodiesel puro são maior do que do diesel (Fig. 2.8). Isto se deve à inferioridade do poder calorífico do biodiesel e à diferença de viscosidade entre o biodiesel e o diesel. Viscosidade esta que causa uma atomização deficiente do combustível, provocando queima incompleta para baixas e médias rotações. Porém quando operado em altas rotações a diferença de consumo específico do biodiesel puro e do diesel é pequena, pois há uma melhora na atomização do combustível. Desta forma, a utilização do B100 seria interessante em altas rotações [14].

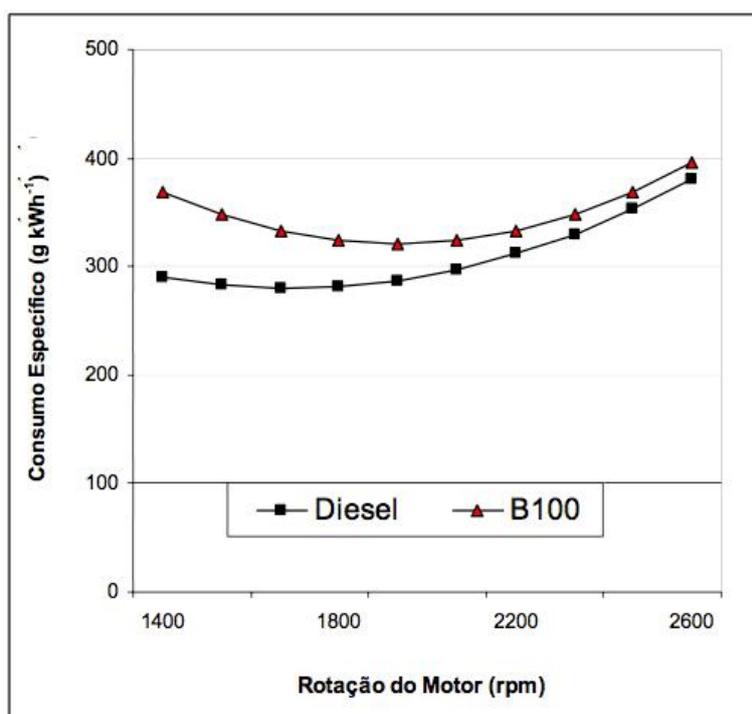


Figura 2.8 - Curvas de consumo específico para o diesel e o B100 [14]

O teor de biodiesel que apresenta melhor desempenho quando empregado no motor Diesel é de 20% de biodiesel com 80% de diesel (B20). O desempenho do motor com B20 pode até ser melhor do que com o diesel de petróleo. Pois segundo CASTELLANELLI *et al.* [14] nos seus testes houve um acréscimo significativo de potência, o consumo específico do B20 foi menor do que do diesel (Fig. 2.9) e o torque praticamente foi igualado. O consumo específico pode sofrer um decréscimo com a adição de biodiesel até chegar ao teor de 20% de biodiesel (B20), a partir deste teor, o consumo tende a se tornar maior [14].

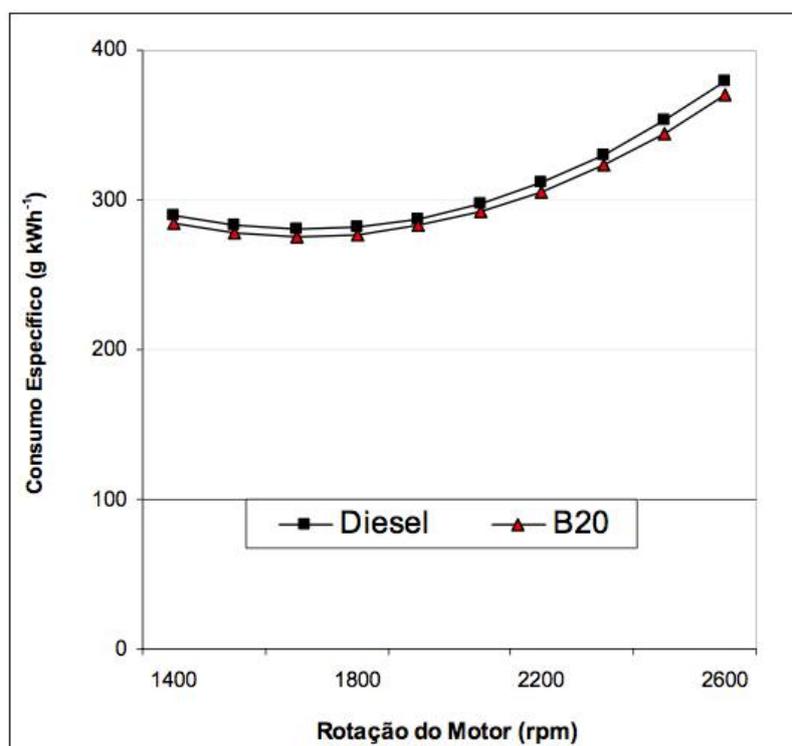


Figura 2.9 - Curvas de consumo específico para o diesel e o B20 [14]

De acordo com Silva *et al.* [15], que testou um motor gerador utilizando cinco diferentes proporções de biodiesel com óleo diesel, o desempenho do conjunto motor gerador foi maior quando operado com o óleo diesel. Porém, a proporção com 20% de biodiesel no combustível não sofreu perdas significativas de desempenho do motor em consumo específico, eficiência ou valor calórico do combustível [15].

A melhor característica do biodiesel é conter em sua composição uma maior quantidade de átomos de oxigênio. Esta característica faz com que algumas vezes mesmo tendo menor poder calorífico, tenha uma eficiência maior do que o diesel, com

um atraso de ignição menor, fazendo o motor desenvolver mais potência e torque, segundo RABELO [16].

Apesar do desempenho inferior do motor utilizando o biodiesel, o motivo do grande investimento neste combustível é uma tendência a redução na emissão de poluentes. Os únicos gases que não costumam sofrer redução com o uso de biodiesel são os óxidos de nitrogênio.

Através da literatura revisada pode-se concluir que o biodiesel pode ser utilizado nos motores Diesel sem que este precise de muitas alterações. Porém para melhor desempenho do motor, a melhor forma de utilizar o biodiesel é em adição ao diesel e não em substituição a ele. Sendo a mistura de 20% de biodiesel e 80% de diesel, o B20, a melhor opção, de acordo com outros trabalhos revisados, pois este combustível quando utilizado não costuma causar perdas de desempenho ao motor, pelo contrário, pode até apresentar uma melhora.

3. Descrição do Aparato Experimental

O motor (Fig. 3.1) utilizado nos testes deste trabalho foi o ASTM-CFR Cetano, fabricado pela Waukesha Motor Co., que se encontra no Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ).

Este motor foi escolhido para os testes por oferecer um sistema completo para determinação do número de cetano (NC) através do método padrão ASTM D-613 desenvolvido pela ASTM.

A escolha deste motor para os testes também se deve ao fato de algumas condições padrão serem passíveis de variação, tais como a temperatura do ar de admissão, o avanço de injeção, a vazão de combustível e a razão de compressão.

3.1. Especificações do Motor ASTM-CFR Cetano

Este motor consiste em um motor monocilíndrico de cabeçote removível, com razão de compressão variável e que opera em quatro tempos. Sua injeção de combustível é indireta e feita através de um injetor conectado a uma bomba injetora de alta pressão. Possui um cárter modelo CFR-48 e 3 cubas de combustível, o que permite colocar um combustível diferente em cada um, facilitando a troca de combustíveis durante os testes.

O motor é conectado por correias a um motor elétrico síncrono responsável pela partida, absorver a potência desenvolvida por ele e mantê-lo na velocidade especificada no método, 900 \pm 9 rpm. A lista das condições padrão de operação do motor se encontra abaixo.

- Rotação do motor: 900 \pm 9 rpm
- Avanço de injeção: 13 graus antes do PMS
- Pressão da abertura do injetor: 1500 \pm 50 psi
- Vazão de combustível: 13,0 \pm 0,2 ml/min (igual a 13,0 ml em 60 \pm 1 seg)
- Pressão do óleo lubrificante: 25 a 30 psi sob condições de operação
- Temperatura do óleo lubrificante: 135° \pm 15° F (57° \pm 8° C)
- Temperatura do líquido refrigerante: 212° \pm 3° F (100° \pm 2° C)
- Temperatura de admissão do ar: 150° \pm 1 F (66° \pm 1° C)
- Atraso de ignição: 13 graus após o início de injeção de combustível

Tabela 3.1 - Especificações do motor ASTM-CFR Cetano

ITEM	DESCRIÇÃO
Motor	Motor ASTM-CFR Cetano conectado através de correias a um motor elétrico síncrono para absorção de potência a fim de manter a rotação constante
Número de cilindros	1 (monocilíndrico)
Tipo de cilindro	Ferro fundido com cabeçote removível
Tipo de pistão	Ferro fundido
Diâmetro do cilindro	3,25 in (82,55 mm)
Curso do pistão	4,50 in (114,30 mm)
Dimensões da biela	Diâmetro: 2,50 in (63,50 mm) Comprimento: 1,625 in (41,275 mm)
Válvulas	<u>Admissão</u> : abre 10 graus depois do PMS e fecha 34 graus depois do PMI <u>Escape</u> : abre 40 graus antes do PMI e fecha 15 graus depois do PMS
Volume deslocado	37,33 cu in (611,70 cm ³)
Variação da razão de compressão	8:1 a 36:1
Anéis de pistão	4 de compressão e 1 do óleo
Peso aproximado do motor	880 lb (400 kg)
Peso aproximado da bancada de testes	2750 lb (1250 kg)



Figura 3.1 - Motor ASTM-CFR Cetano

3.2. Sistemas de Controle dos Parâmetros de Operação

3.2.1. Temperatura do Ar de Admissão

Um aquecedor é necessário para manter a temperatura do ar de admissão dentro dos limites especificados. Como este método é muito sensível à temperatura do ar de admissão, as flutuações de tensão elétrica ou correntes de ar no local pedem um controlador automático de temperatura. O controlador de temperatura Waukesha, mostrado na Fig. 3.2, da Waukesha Motor Co., Waukesha, Wis., é utilizado para este propósito. O sistema de controle de temperatura do ar de admissão é constituído por uma resistência elétrica de maior capacidade e um pequeno termistor para ajuste fino que são instalados no duto de admissão do ar. Os botões de controle são montados no controlador de temperatura do painel de controle do motor.



Figura 3.2 - Controlador de temperatura Waukesha

A temperatura é ajustada através de um botão de controle, girando este botão em sentido horário aumenta-se a temperatura. Para medir a temperatura existe um termômetro (Fig. 3.3) montado no duto de admissão (Fig. 3.4), este apresenta uma escala de 60° a 160° F (15° a 70° C), apresentando um erro de 1° F ou 1° C. A temperatura do ar de admissão para a condição padrão de operação é 150° F.



Figura 3.3 - Termômetro da temperatura do ar de admissão



Figura 3.4 - Duto de admissão do ar

3.2.2. Razão de Compressão

A razão de compressão do motor ASTM-CFR Cetano é variável. Ela depende da posição de um êmbolo (“plug”) de expansão na cabeça do cilindro que altera a geometria da pré-câmara de combustão (Fig. 3.5). Esta alteração é feita através de um volante (Variable Compression Plug Handwheel), o outro volante (V.C.P. Locking Wheel) é apenas para destravar ou travar o dispositivo de expansão.

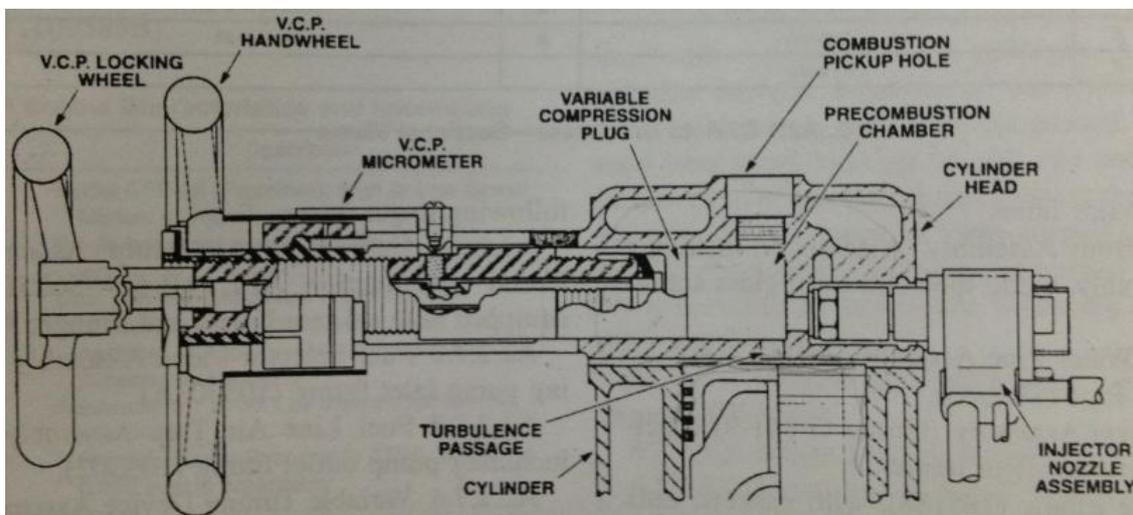


Figura 3.5 - Vista do mecanismo de variação da razão de compressão [17]

Para aumentar a razão de compressão deve-se girar o volante em sentido horário. Para partir o motor CFR aciona-se o motor síncrono para, a seguir girar o volante em sentido horário, aumentando a razão de compressão até ouvir ruídos característicos do

início de combustão. Iniciada a combustão, espera-se o motor estabilizar e então gira-se o volante de forma a obter o atraso de ignição da condição padrão de operação, 13 graus.

A razão de compressão é a razão entre o volume da câmara de combustão quando o pistão está no ponto morto inferior (PMI) e o volume de quando o pistão se encontra no ponto morto superior (PMS). O valor da razão de compressão através da leitura do micrômetro do volante, mostrado na Fig. 3.5, pode ser obtido através da tabela de conversão apresentada na Fig. 3.6 ou calculado através da equação 3.1 abaixo.

$$\text{Razão de compressão} = \frac{18 + \text{leitura do volante}}{\text{leitura do volante}} \quad (3.1)$$

HAND- WHEEL READING	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	HAND- WHEEL READING
	COMPRESSION RATIO										
0.8.....	23.50	23.22	22.95	22.69	22.43	22.18	21.93	21.69	21.45	21.22	0.8
0.9.....	21.00	20.78	20.57	20.35	20.15	19.95	19.75	19.56	19.37	19.18	0.9
1.0.....	19.00	18.82	18.65	18.48	18.31	18.14	17.98	17.82	17.67	17.51	1.0
1.1.....	17.36	17.22	17.07	16.93	16.79	16.65	16.52	16.38	16.25	16.13	1.1
1.2.....	16.00	15.88	15.75	15.63	15.52	15.40	15.28	15.17	15.06	14.95	1.2
1.3.....	14.85	14.74	14.64	14.53	14.43	14.33	14.24	14.14	14.04	13.95	1.3
1.4.....	13.86	13.77	13.68	13.59	13.50	13.41	13.33	13.24	13.16	13.08	1.4
1.5.....	13.00	12.92	12.84	12.76	12.69	12.61	12.54	12.46	12.39	12.32	1.5
1.6.....	12.25	12.18	12.11	12.04	11.98	11.91	11.84	11.78	11.71	11.65	1.6
1.7.....	11.59	11.53	11.47	11.40	11.34	11.29	11.23	11.17	11.11	11.05	1.7
1.8.....	11.00	10.94	10.89	10.84	10.78	10.73	10.68	10.62	10.57	10.52	1.8
1.9.....	10.47	10.42	10.38	10.33	10.28	10.23	10.18	10.14	10.09	10.05	1.9
2.0.....	10.00	9.96	9.91	9.87	9.82	9.78	9.74	9.69	9.65	9.61	2.0
2.1.....	9.57	9.53	9.49	9.45	9.41	9.37	9.33	9.29	9.26	9.22	2.1
2.2.....	9.18	9.14	9.11	9.07	9.04	9.00	8.96	8.93	8.89	8.86	2.2
2.3.....	8.83	8.79	8.76	8.73	8.69	8.66	8.63	8.59	8.56	8.53	2.3
2.4.....	8.50	8.47	8.44	8.41	8.38	8.35	8.32	8.29	8.26	8.23	2.4
2.5.....	8.20	8.17	8.14	8.11	8.09	8.06	8.03	8.00	7.98	7.95	2.5

Figura 3.6 - Tabela de conversão entre leitura do volante e a razão de compressão [18]

3.2.3. Avanço de Injeção

O avanço de injeção pode ser alterado girando-se um micrômetro que controla a deflexão do excêntrico da bomba injetora. Um medidor de avanço de injeção e de atraso

de ignição, presente no painel de controle do motor, converte os sinais de um sensor de posição instalado na agulha do bico injetor para seu display de fácil leitura.

A condição padrão de operação do motor apresenta um avanço de injeção de 13 graus, o que significa que o combustível começa a ser injetado 13 graus antes do PMS.

3.2.4. Atraso de Ignição

O ajuste do atraso de ignição é realizado girando-se o volante do êmbolo de expansão do motor. A leitura do atraso de ignição é feita juntamente com a leitura do avanço de injeção, através de medidores que se encontram no painel de controle do motor. O painel de controle recebe os sinais de um sensor de pressão instalado na câmara de combustão. Seu valor na condição padrão de operação é ajustado para 13 graus, o que significa que a combustão inicia 13 graus depois do início da injeção de combustível, isto é, no ponto morto superior. Na Fig. 3.7 encontra-se o medidor do painel de controle do motor com os valores padrão para avanço de injeção e atraso de ignição.



Figura 3.7 - Medidor de avanço de injeção e atraso de ignição

3.2.5. Vazão de Combustível

A vazão de combustível tem seu valor padrão de operação igual a 13 ml/min. O motor ASTM-CFR Cetano apresenta uma válvula seletora de combustível, com 4 posições, uma para cada uma das 3 cubas de combustível existentes e uma posição neutra onde o combustível é consumido somente de uma bureta ligada às cubas. A montagem da válvula seletora de combustível com suas 4 posições pode ser observada na Fig. 3.8.

Para a medição da vazão de combustível é necessário colocar a válvula seletora de combustível em sua posição neutra, desta forma com a ajuda de um cronômetro é possível medir o tempo de consumo para 13 ml de combustível. Seu valor padrão é 60 segundos.

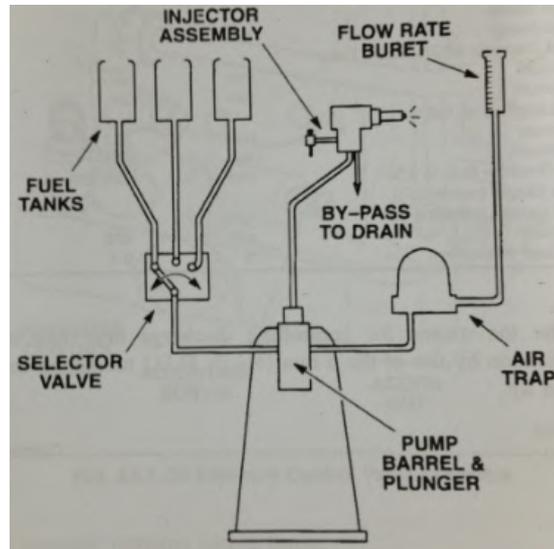


Figura 3.8 - Cubas de combustível, bureta e válvula seletora [17]

A vazão de combustível é controlada através de uma cremalheira (Fig. 3.9) que aciona o movimento rotativo do pistão da bomba injetora, girando-a em sentido horário aumenta-se a vazão de combustível. O pistão tem uma aresta de comando (hélice) que modifica o curso útil do próprio pistão conforme este é girado. Ao se deslocar a cremalheira em sentido frontal ao motor CFR diminui-se a vazão de combustível, até que a ranhura vertical do pistão chegue a coincidir com o furo de alimentação. Neste caso o débito de combustível passa a ser anulado.

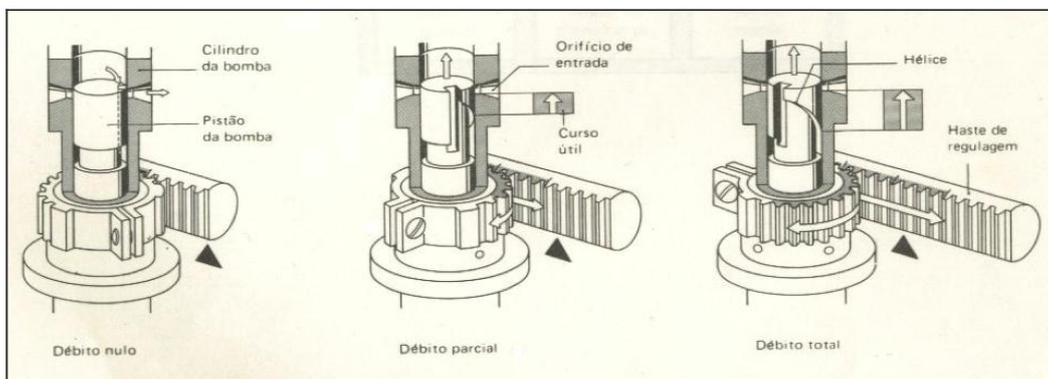


Figura 3.9 - Funcionamento da cremalheira para controle do débito de combustível [19]

4. Experimentos

4.1. Preparo das Misturas de Combustível

Neste trabalho foram utilizadas três misturas diferentes de combustível, B5 (o diesel comercial que tem 5% vol. de biodiesel), B20 (20% vol. de biodiesel) e B40 (40% vol. de biodiesel). O diesel comercial metropolitano S500 (B5) foi comprado em um posto de abastecimento. O B20 e o B40 foram obtidos através de misturas do B5 com o biodiesel de óleo dendê (B100).

Para a realização das misturas (Fig. 4.1), calculou-se a porcentagem em volume de cada combustível para formar o B20 e o B40. Para o B20, precisa-se de aproximadamente 84,2% vol. de B5 e 15,8% vol. de B100. Já o B40 precisa de 63,2% vol. de B5 e 36,8% vol. de B100. Os cálculos são apresentados no Apêndice I.



Figura 4.1 - Recipientes com as misturas formadas B5, B20 e B40 respectivamente

Para que as misturas pudessem ser feitas utilizando-se a balança de precisão do laboratório, marca *Adventurer Ohaus* e modelo ARD110 com capacidade máxima de 4100g e mínima de 5g, obtendo-se uma precisão maior já que esta quando calibrada apresenta uma precisão (0,1g) maior do que a proveta (5ml), foram calculadas as massas específicas do B5, B100 e B40 para transformar a proporção de volume para massa.

Considera-se também que o método de pesagem não sofre influência da variação da temperatura ambiente. As massas foram medidas colocando-se 500ml de cada combustível numa proveta calibrada na balança de precisão. Para garantir que a proveta estivesse calibrada adicionou-se água, o ponto onde a balança mediu 500g foi marcado e utilizado como a medida certa para os 500ml. Desta forma foram obtidas as massas específicas de cada combustível, 833,4 g/l para o B5 e 865,8 g/l para o B100. A massa específica medida do diesel comercial B S500 se encontra dentro da faixa da RESOLUÇÃO ANP N°65 de dezembro de 2011, que é de 820 a 865 g/l.

De posse das massas específicas de cada combustível foram feitas as misturas de forma a obter B20 e B40. Foi utilizado um recipiente de 4000 ml, seu peso foi zerado na balança de precisão a fim de se considerar apenas o peso de cada combustível a ser adicionado à mistura. Cada litro de B20 foi obtido colocando-se 701,7 gramas de B5 e 136,8 gramas de B100, a mistura totaliza 838,5 gramas. Para cada litro de B40 foi necessário misturar 526,4 gramas de B5 e 319,0 gramas de B100, totalizando em 845,4 gramas de B40. Foram medidas as massas específicas do B20 e do B40 que são respectivamente 838,5 g/l e 845,4 g/l, como o esperado.

A seguir, segue a Tab. 4.1 com os dados de massa específica e percentual de cada combustível para formação de 3 litros das misturas desejadas (B5, B20 e B40).

Tabela 4.1 - Formação das misturas

	Diesel comercial (B5)	B20 (20% vol. Biodiesel de dendê)	B40 (40% vol. Biodiesel de dendê)
Volume de B5 (ml)	3000 ± 5	2526 ± 5	1896 ± 5
Volume de B100 (ml)		474 ± 5	1104 ± 5
Volume total (ml)	3000 ± 5	3000 ± 5	3000 ± 5
Massa de B5 (g)	2500,2 ± 0,1	2105,1 ± 0,1	1579,2 ± 0,1
Massa de B100 (g)		410,4 ± 0,1	957,0 ± 0,1
Massa total (g)	2500,2 ± 0,1	2515,5 ± 0,1	2536,2 ± 0,1
Massa específica (g/l)	833,4 ± 8,3	838,5 ± 8,4	845,4 ± 8,5

Com posse destes dados foram obtidos 3 litros de B20 e B40 através do B5 e do B100, além de mais 3 litros de B5.

Depois de utilizar a balança ARD110 da marca *Adventurer Ohaus* (Fig. 4.2), adicionando as quantidades certas para obtenção dos combustíveis desejados, levou-os para um misturador de forma a homogenizar a mistura (Fig. 4.3). Pela semelhança de massa específica do biodiesel e do diesel, a mistura foi realizada durante aproximadamente 5 minutos, tempo suficiente para garantir a homogeneização.



Figura 4.2 - Proveta e balança de precisão



Figura 4.3 - Misturador Biomatic

4.2. Procedimento Experimental

Depois do preparo dos combustíveis, foi dado início aos testes no motor CFR do Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da UFRJ. O objetivo dos testes é o estudo da influência de algumas variáveis de operação do motor no atraso da ignição. O primeiro combustível a ser testado foi o diesel comercial (B5) em um pré-teste para determinar quais variáveis poderiam ser estudadas. As variáveis escolhidas depois do pré-teste com o B5 foram o avanço da injeção de combustível, a vazão de combustível e a temperatura do ar de admissão, pois algumas variáveis de operação não são manualmente modificáveis.

Após a realização de testes iniciais alterando-se as variáveis operacionais, foi constatada uma instabilidade com respeito à temperatura do ar de admissão, uma das variáveis a ser estudada. Ao realizar o teste com a mudança desta variável utilizando o

combustível B20, não se obteve uma boa resposta do motor, pois o atraso da ignição mostrou-se instável. Para confirmar que a variação da temperatura do ar de admissão não gerava uma resposta estável para o atraso de ignição, foram feitos dois testes utilizando-se o B20. Com tal instabilidade não seria possível manter esta variável na análise do atraso de ignição. Assim foi escolhida uma outra variável a ser alterada, que passou a ser a razão de compressão.

Por fim as três variáveis a serem estudadas neste projeto foram determinadas, quais sejam:

- o avanço da injeção de combustível,
- a vazão de combustível e
- a razão de compressão.

Apesar da disponibilidade de 3 cubas (Fig. 4.4), os testes foram realizados utilizando-se apenas um combustível por vez. O primeiro foi o B5 e em sequência o B20 e o B40, respectivamente. O combustível a ser testado foi sempre colocado na cuba número 1 para garantir as mesmas condições operacionais e evitar possíveis diferenças nos testes. Antes de mudar para o novo combustível era necessário eliminar do motor o combustível utilizado anteriormente. Para isso, a cuba número 1 era esvaziada. Para se certificar que o motor operaria com o novo combustível adicionado e eliminar vestígios do anterior, foi deixado o motor operando por alguns minutos antes de começar os testes.



Figura 4.4 - Cubas de combustível, cuba número 1 à esquerda

Primeiramente para a realização de cada teste foram ajustadas todas as variáveis para sua condição padrão de operação. O avanço de injeção e o atraso de ignição eram alterados até estabilizarem em 13 graus. As outras variáveis eram checadas e caso estivessem na sua condição padrão de operação, podia-se ajustar a vazão de combustível. Para o ajuste da vazão de combustível era necessário um cronômetro para medir o tempo de consumo dos 13ml de combustível. Caso o tempo fosse diferente de 60 segundos, alterava-se a posição da cremalheira e repetia-se a medição do tempo de consumo até chegar ao valor de 60 segundos.

Com todas variáveis em seus valores padrão, lia-se a posição do volante para determinar tanto a razão de compressão como o número de cetano, ambos retirados de uma tabela encontrada no manual do motor. Com estes dados, o primeiro teste já estaria feito. A partir deste momento, a variável a ser estudada seria alterada, mantendo todas as outras variáveis em seus valores padrão, exceto o atraso de ignição que deve ter seu valor alterado pela influência da variável estudada.

Para a variável avanço de injeção foram escolhidos os valores 9°, 11°, 13° (condição padrão de operação), 15° e 17°. Quando o avanço de injeção e o atraso de ignição apresentam o mesmo valor, significa que o início da combustão se dará exatamente no ponto morto superior (PMS). Isto ocorre no teste inicial onde ambos estão a 13°. Quando o valor do avanço de injeção é alterado, o início da combustão não acontece mais no PMS.

Para a variável vazão de combustível foram escolhidos, além do valor padrão do tempo de consumo (60 segundos) para os 13ml de combustível, valores aleatórios para o primeiro combustível testado (B5). Dois valores menores e dois valores maiores do que a condição padrão. Para os testes com os outros combustíveis a posição da cremalheira foi alterada com a mesma proporção dos testes no B5.

Para a variável razão de compressão foram escolhidos os valores 12:1, 13:1, 14:1 e 16:1, além do valor do teste padrão que ficou entre 12:1 e 13:1 para os 3 combustíveis testados. Neste teste foi escolhido apenas um valor menor do que o padrão devido a grande variação e imprecisão apresentada pelo atraso de ignição para valores de razão de compressão abaixo do valor padrão.

5. Resultados

Nesta seção serão analisados os resultados dos testes feitos de forma a estudar a influência da razão de compressão, do avanço de injeção e da vazão de combustível em relação ao atraso de ignição para as três diferentes misturas de biodiesel (B5, B20 e B40).

Os testes foram realizados durante um período que garantisse a estabilidade das leituras. Em alguns casos houve a necessidade de repetição dos testes devido à instabilidade de leitura. Os erros utilizados neste trabalho são os erros referidos aos parâmetros no manual do motor.

No apêndice II encontra-se os cálculos das variações percentuais dos valores medidos nos testes, tornando mais fácil a compreensão dos resultados.

5.1. Número de Cetano

Para os testes realizados em condições padrão, é possível obter o número de cetano do combustível através da leitura do volante do motor e da curva da Fig. 2.3. Abaixo encontra-se a Tab. 5.1 com o número de cetano medido durante os experimentos para as diferentes misturas de diesel e biodiesel.

Tabela 5.1 - Número de cetano dos combustíveis utilizados

Combustível	B5	B20	B40
Número de cetano	42,1	47,4	50,5

Na Fig. 5.1 foi plotado o gráfico dos pontos da Tab. 5.1. Através deste gráfico, observa-se o aumento do número de cetano conforme mais biodiesel é adicionado na mistura. Esse aumento acontece pelo fato do biodiesel possuir uma molécula oxigenada que facilita a ignição [16].

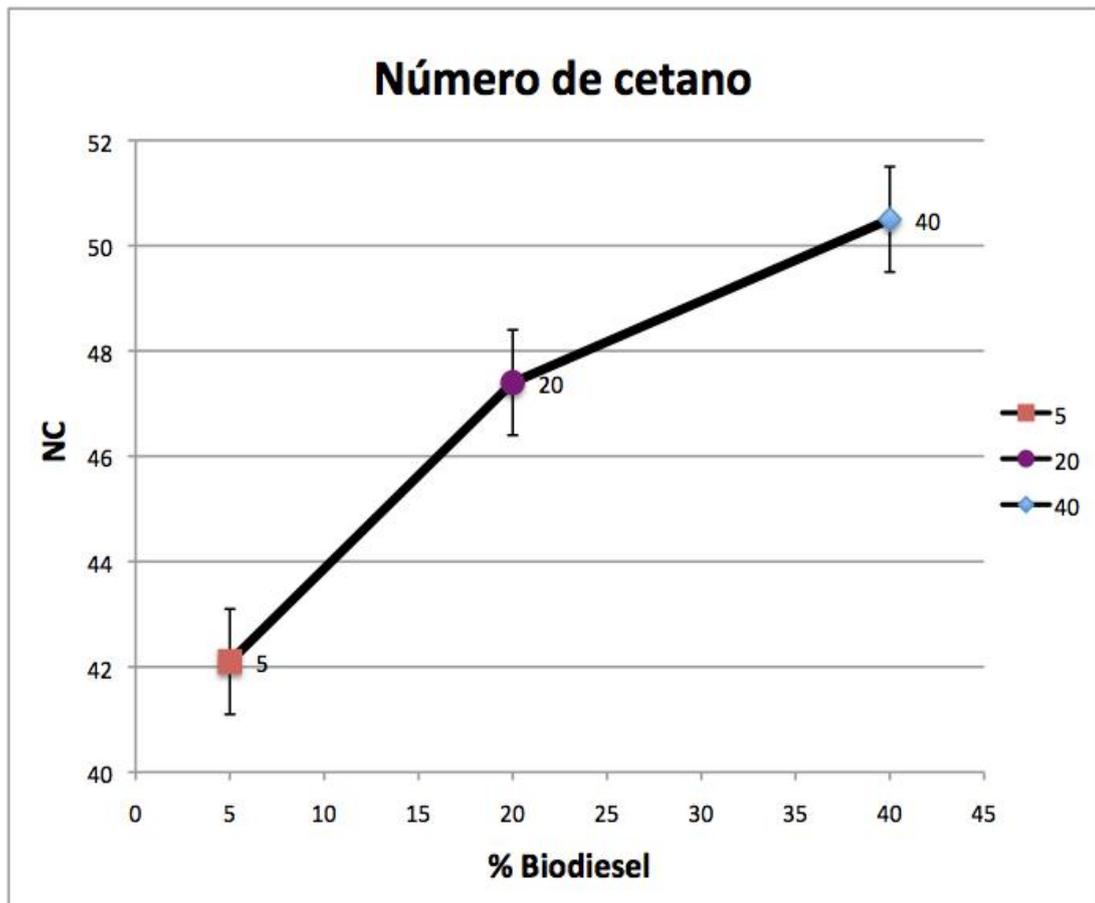


Figura 5.1 - Número de cetano para combustíveis com diferente teor de biodiesel

5.2. Atraso de Ignição

5.2.1. Razão de Compressão X Atraso de Ignição

A Fig. 5.2 apresenta o gráfico do atraso de ignição em função da razão de compressão para os combustíveis B5, B20 e B40.

Através da análise da Fig. 5.2 pode-se observar que quanto maior a razão de compressão menor será o atraso de ignição. A maior variação percentual atingida pelo atraso de ignição foi de 33,85% quando a razão de compressão sofreu uma alteração de 5,73% para o combustível B5. O aumento da razão de compressão tem um efeito no processo de combustão devido ao aumento da pressão e da temperatura na câmara de combustão. Esse aumento leva o combustível à sua temperatura de auto-ignição, o que causa uma diminuição no atraso de ignição.

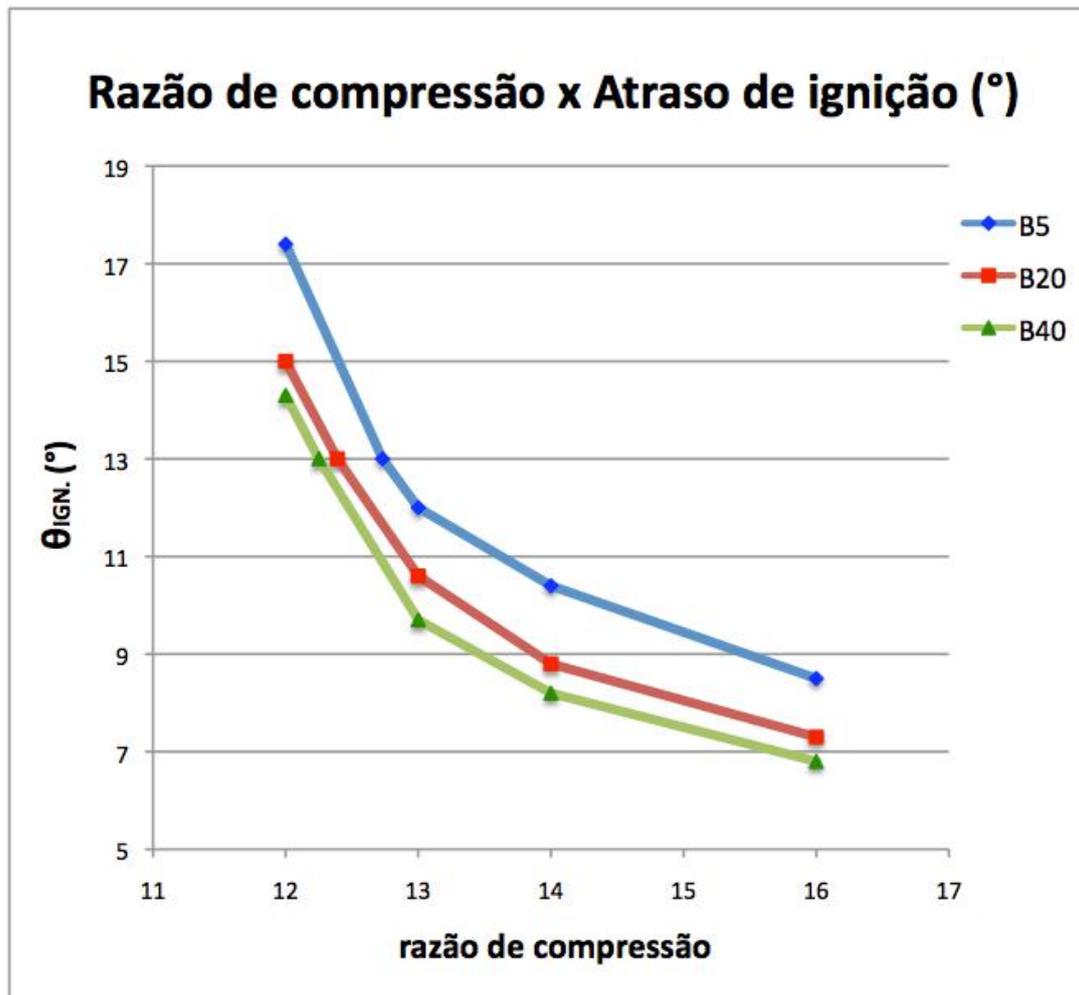


Figura 5.2 - Atraso de ignição em função da razão de compressão

Analisando o gráfico da Fig. 5.2 também é possível concluir que quanto maior o teor de biodiesel na mistura, menor é o seu atraso de ignição. No teste de razão de compressão, a maior diminuição sofrida pelo atraso de ignição aconteceu para a razão de compressão igual a 12, na qual houve uma queda de 2,4 graus no atraso ao aumentar o teor de biodiesel de 5% para 20%. Analisando-se os pontos da condição padrão de operação (Fig. 5.3) pode-se observar a diminuição do atraso conforme o teor de biodiesel é aumentado. Pois o combustível com mais biodiesel precisa de uma razão de compressão menor para atingir o atraso de ignição de 13 graus.

Isto se deve ao fato do biodiesel possuir um número de cetano maior do que o diesel. O número de cetano é a medida da qualidade de ignição de um combustível contendo diesel. Quanto mais alto seu valor melhor se dará a combustão do combustível, logo, menor é o atraso de ignição. O biodiesel tem um número de cetano maior do que o diesel por apresentar moléculas de oxigênio em sua composição, o que

não acontece com o diesel derivado de petróleo. O maior teor de oxigênio na mistura faz com que a combustão seja mais completa [16]. Uma combustão de qualidade ocorre quando há uma rápida ignição seguida de uma combustão suave e completa do combustível.

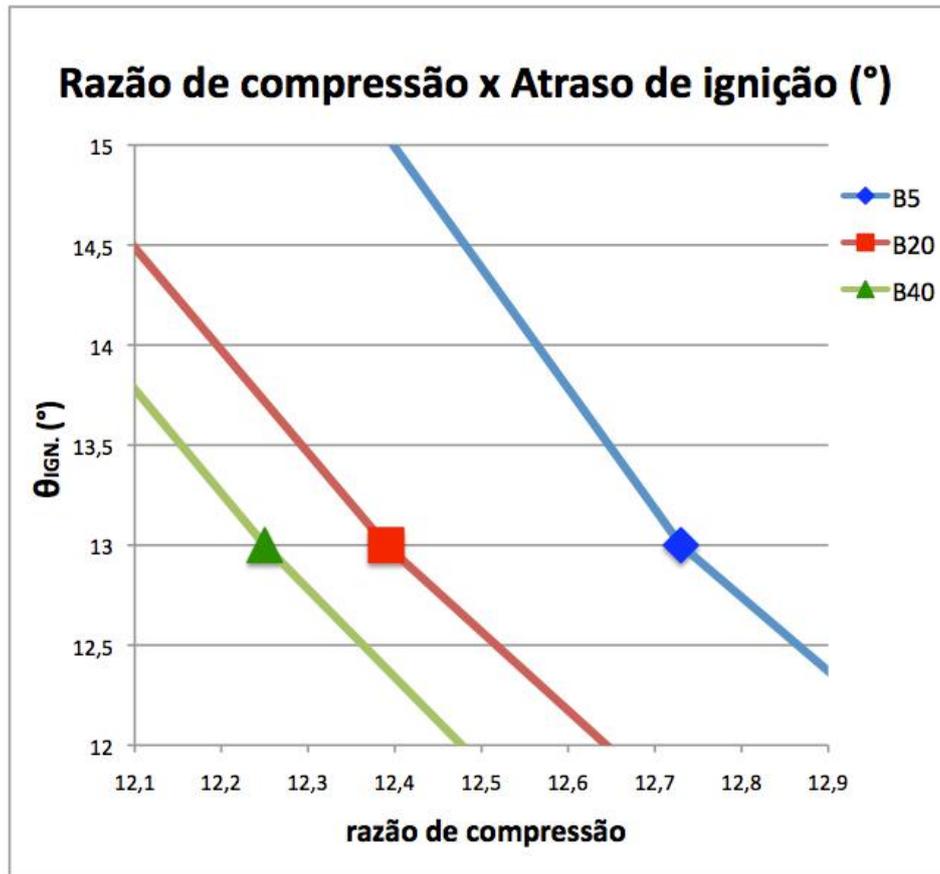


Figura 5.3 - Atraso de ignição em função da razão de compressão (destaque para condição padrão de operação)

5.2.2. Avanço de Injeção X Atraso de Ignição

A Fig. 5.4 representa o gráfico do atraso de ignição em função do avanço de injeção para os combustíveis B5, B20 e B40.

Analisando a Fig. 5.4, pode-se observar que o atraso de ignição aumenta quando o avanço de injeção sofre um acréscimo. Pode-se atingir um aumento de até 1 grau no atraso de ignição para um acréscimo de 2 graus no avanço de injeção. O maior percentual de aumento atingido pelo atraso de ignição foi de 7,69%, quando o avanço de injeção aumentou 15,38%, no combustível B5. Vale ressaltar que o aumento do ângulo de avanço de injeção significa uma injeção mais precoce do combustível, em

relação ao PMS. Com isso, quanto maior o avanço de injeção, menor serão a temperatura e a pressão do ar dentro do cilindro, assim a ignição estará submetida a um atraso maior [2].

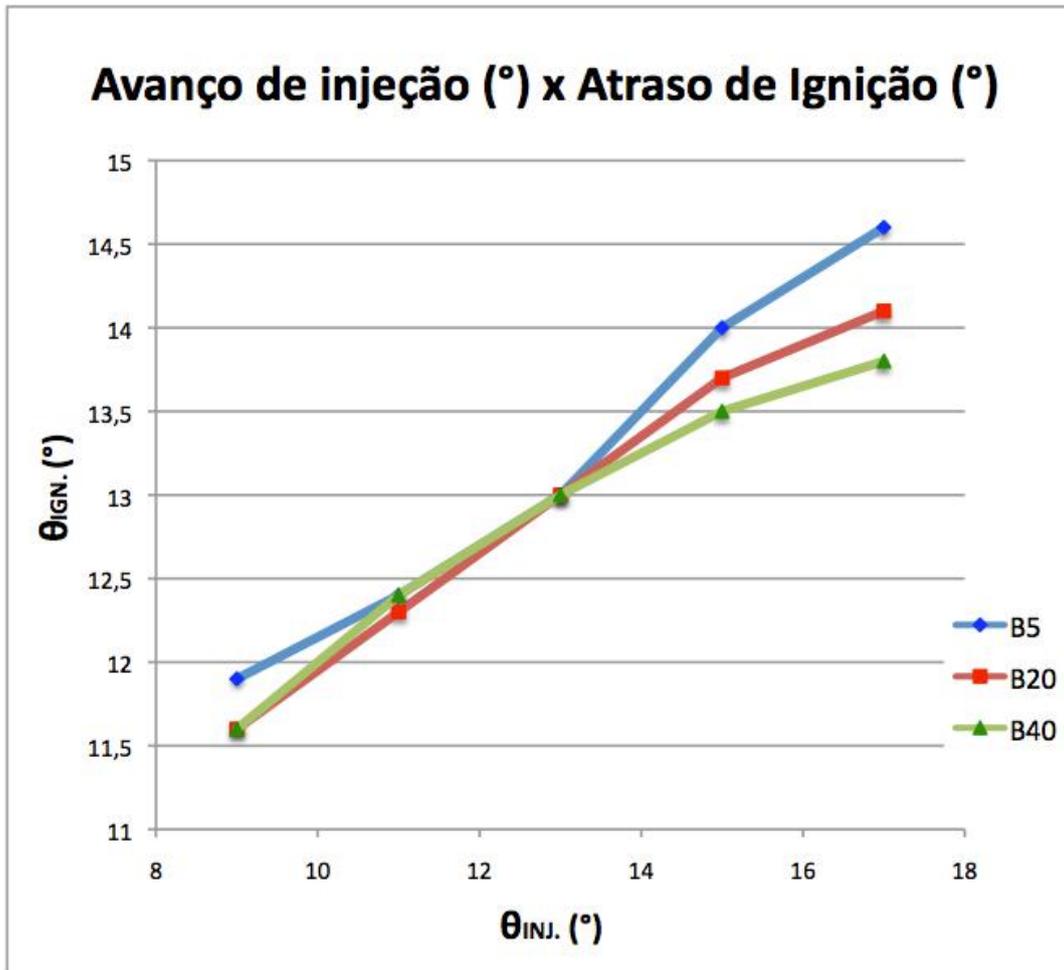


Figura 5.4 - Atraso de ignição em função do avanço de injeção

Na análise do gráfico da Fig. 5.4 pode-se observar que a tendência de diminuição do atraso de ignição através do acréscimo de biodiesel na mistura permanece. Atingindo sua máxima redução no avanço de 17° , no qual diminui $0,5$ graus quando se aumenta o teor de biodiesel de 5% para 20%. A exceção para a tendência de redução do atraso são os valores medidos para os avanços de injeção de 9° a 13° . Uma possível explicação para este acontecimento é a incerteza de aproximadamente $0,2^{\circ}$ para o atraso de ignição e para o avanço de injeção. Levando-se em conta a proximidade dos valores das 3 misturas, pode-se concluir que a tendência continua válida também para os avanços de injeção com ângulo inferior a 13° .

5.2.3. Vazão de Combustível X Atraso de Ignição

A Fig. 5.5 representa o gráfico do atraso de ignição em função do tempo de consumo de 13ml de combustível para os combustíveis B5, B20 e B40.

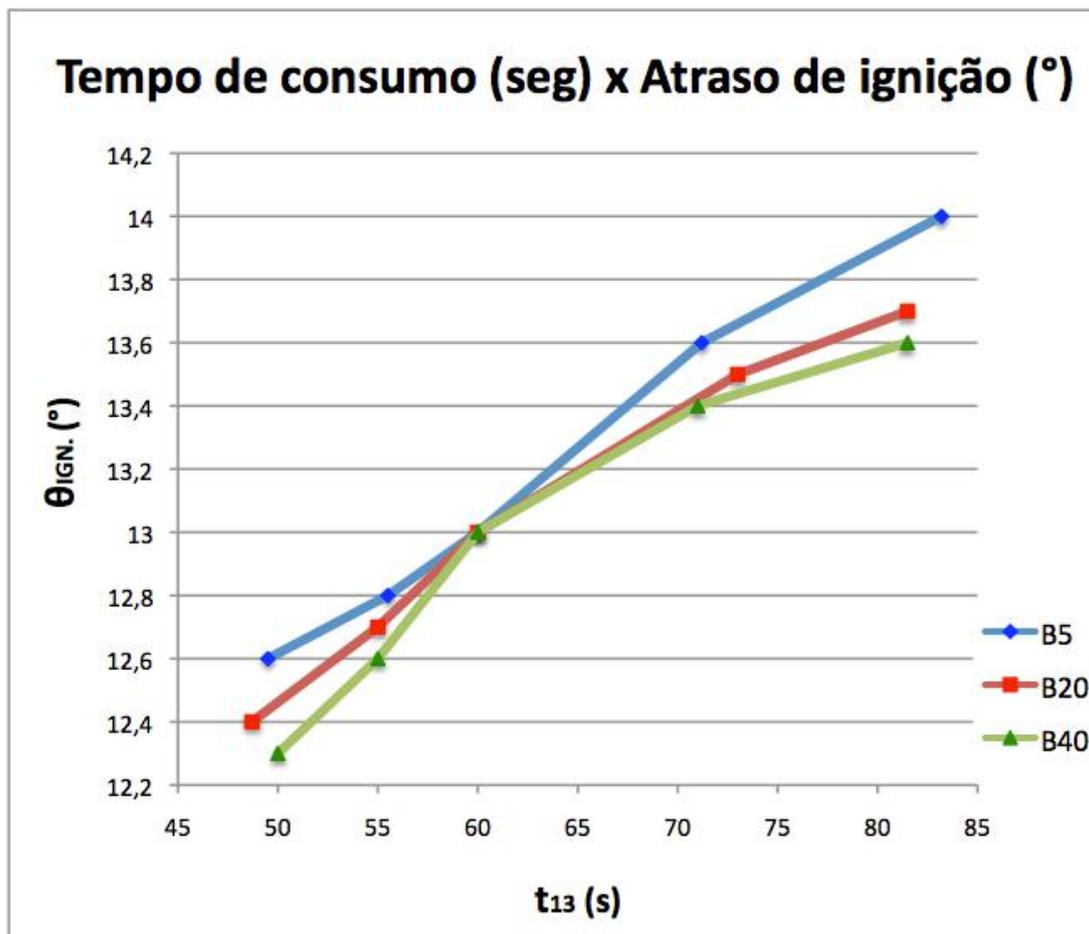


Figura 5.5 - Atraso de ignição em função do tempo de consumo de 13 ml de combustível

Observando os dados da Fig. 5.5 também pode ser notada a diminuição do atraso de ignição com o aumento do teor de biodiesel no combustível. No teste de consumo, o atraso de ignição sofreu uma diminuição de até 0,3 graus quando se aumentou o teor de biodiesel de 5% para 20%. Nota-se que com a diminuição do tempo de consumo de 13ml de combustível, logo com o aumento da vazão de combustível, acontece uma redução no atraso de ignição. A maior variação percentual atingida pelo atraso de ignição foi de 4,62%, quando o tempo de consumo sofreu uma alteração de 18,67%. Esta variação aconteceu quando, utilizando-se o combustível B5, aumentou-se o tempo de consumo em 11,2 segundos, fazendo com que o atraso de ignição tivesse um

aumento de 0,6 graus. A redução do atraso de ignição com o aumento da vazão de combustível se deve ao acréscimo da quantidade de combustível na mistura ar-combustível, o que favorece o início da combustão [21]. Este fato vale caso a mistura não atinja o limite superior de flamabilidade (combustível em excesso), pois neste caso não há oxigênio suficiente para que haja a combustão [2].

Na Fig. 5.6 é apresentado o gráfico do atraso de ignição em função da vazão de combustível, a vazão de combustível foi calculada tendo-se o tempo de consumo para 13ml de combustível.



Figura 5.6 - Atraso de ignição em função da vazão de combustível

A rotação do motor é constante, assim a massa de ar não se altera. Isto significa que quando se aumenta a vazão de combustível há uma diminuição na razão ar-combustível, pois uma maior quantidade de combustível está presente na mistura. A variação da razão ar-combustível em relação à condição padrão de operação do motor, quando a vazão de combustível é alterada, se encontra na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 - Variação da razão ar-combustível em relação à condição padrão

B5		
Q(ml/min)	Q(g/min)	ΔAC (%)
9,37	7,81	38,74.
10,95	9,13	18,72.
13,00	10,83	0,00.
14,05	11,71	-7,47.
15,76	13,13	-17,51.

B20		
Q(ml/min)	Q(g/min)	ΔAC (%)
9,57	8,02	35,84.
10,68	8,96	21,72.
13,00	10,90	0,00.
14,18	11,89	-8,32.
16,02	13,43	-18,85.

B40		
Q(ml/min)	Q(g/min)	ΔAC (%)
9,57	8,09	35,84.
10,99	9,29	18,29.
13,00	10,99	0,00.
14,18	11,99	-8,32.
15,60	13,19	-16,67.

6. Tratamento de Dados

Neste capítulo será feita a análise da propagação de incertezas no cálculo da massa específica e da vazão de combustível através de grandezas obtidas experimentalmente. Toda medida apresenta uma incerteza, normalmente esta incerteza é proveniente da medição e dos instrumentos utilizados para tal. A propagação de incertezas acontece para grandezas que são funções de outras grandezas que também possuem incertezas. O cálculo da propagação de incertezas é feito através da equação apresentada abaixo.

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \sigma_x^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \sigma_y^2 + \dots} \quad (6.1)$$

6.1. Cálculo da Massa Específica e sua Incerteza

Como a massa específica de um combustível é função de sua massa e de seu volume, foi necessário a obtenção das incertezas dos instrumentos utilizados nas medições de ambos. Para o cálculo da massa específica utilizou-se uma proveta com 500ml de uma mistura, medindo-se a massa dos 500ml de mistura na balança de precisão. A incerteza da balança de precisão é igual a 0,1g e a incerteza da proveta calibrada é igual a 0,5ml. Com posse dos valores da massa e do volume de cada mistura e suas incertezas é possível realizar o cálculo da massa específica e de sua incerteza através das equações abaixo. Na tabela 6.1 encontra-se os valores calculados.

$$\rho(m,V) = \frac{m(g)}{V(l)} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{\rho(m,V)} = \sqrt{\left(\frac{1}{V}\right)^2 (\Delta m)^2 + \left(-\frac{m}{V^2}\right)^2 (\Delta V)^2} \quad (6.3)$$

Tabela 6.1 - Massa específica dos combustíveis

Combustíveis	B5	B20	B40
Massa específica (g/l)	833,4 +- 8,3	838,5 +- 8,4	845,4 +- 8,5

6.2. Cálculo da Vazão de Combustível e sua Incerteza

A vazão de combustível é função do tempo de consumo e do volume de combustível consumido. Para a medição do tempo de consumo utiliza-se um volume de combustível igual a 13ml. O valor da incerteza da bureta para medição do volume de combustível é 1ml e a incerteza do cronômetro que mede o tempo de consumo é igual a 1,0 segundo ou 0,01667 minuto. Com a obtenção do tempo de consumo dos 13ml de combustível e os dados aqui citados pode-se calcular as vazões e suas incertezas.

$$Q(V,t) = \frac{V(ml)}{t(\text{min})} \quad (6.4)$$

$$\sigma_{Q(V,t)} = \sqrt{\left(\frac{1}{t}\right)^2 (\Delta V)^2 + \left(-\frac{V}{t^2}\right)^2 (\Delta t)^2} \quad (6.5)$$

As incertezas das medidas não foram mostradas nos gráficos de resultados, pois seus valores são pequenos para a escala usada. Assim, não foi necessário o cálculo da incerteza da vazão de combustível para os pontos medidos.

7. Considerações Finais

7.1. Conclusão

Os experimentos deste trabalho foram realizados para análise do comportamento da adição de biodiesel no diesel comercial e da influência do avanço de injeção, da razão de compressão e da vazão de combustível no atraso de ignição do motor ASTM-CFR Cetano.

Com tais experimentos foi possível observar que tanto a adição de biodiesel na mistura quanto a variação de tais parâmetros operacionais influenciaram diretamente na combustão, prejudicando ou melhorando o atraso de ignição.

- O número de cetano do combustível, como esperado, sofreu influência da adição de biodiesel. Quanto maior o teor de biodiesel na mistura, maior foi o número de cetano encontrado para tal combustível e conseqüentemente menor foi o atraso de ignição, ocasionando numa melhor combustão.
- Aumentando-se a razão de compressão, há um aumento na temperatura e na pressão dentro da câmara de combustão, com isto a combustão começa com mais facilidade, logo, o atraso de ignição diminuiu conforme se aumentou a razão de compressão. Conforme os valores medidos, pode-se dizer que esta variável operacional é a que tem mais influência no atraso de ignição.
- Já quando se injetou combustível mais cedo, isto é, quando o avanço de injeção foi maior, o atraso de ignição sofreu um acréscimo, pois o combustível encontrou o motor mais frio, prejudicando a combustão.
- A vazão de combustível quando aumentada causou uma pequena melhora na combustão, o atraso de ignição diminuiu. Sendo a rotação do motor CFR-Cetano constante, a massa de ar também não se altera. Assim, o aumento da vazão de combustível significa uma diminuição na razão ar-combustível. O aumento da vazão de combustível, ou diminuição na razão ar-combustível, só é favorável à combustão, como observado neste trabalho, caso não torne a mistura rica demais a ponto de não ter oxigênio suficiente na mistura.

Não foi possível a realização dos testes de emissão de gases, porém através de pesquisas em outros trabalhos foi possível observar que quanto maior o teor de biodiesel no combustível, menor será a emissão de gases poluentes, com exceção para a emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x) que sofre um aumento.

Por fim, pode-se concluir que as variações dos parâmetros padrão de operação do motor CFR-Cetano possibilitam uma melhora na combustão e podem ter grande importância quando aplicadas aos combustíveis diesel com maior teor de biodiesel. Pois o motor CFR nem sempre responde como o esperado nas condições prescritas pelo método padrão ASTM D-613.

7.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

Em futuros trabalhos pode ser realizado o teste de emissões de gases poluentes, pois até o término da realização do trabalho presente, o aparelho responsável pelas medições, o analisador de gases TESTO 350, encontrava-se sem condições de uso.

Outra sugestão de trabalho futuro é a instalação de um dinamômetro no motor e a realização de testes com o mesmo, tornando possível a medição da potência do motor e com isso, o cálculo do consumo específico de combustível. Desta forma, a eficiência do motor utilizando diferentes combustíveis e a influência do atraso de ignição nesta eficiência poderiam ser melhor estudadas.

Com os dados do presente trabalho também pode-se realizar simulações computacionais para prever os resultados.

8. Referências Bibliográficas

- [1]BIODIESELBR ONLINE LTDA, 2012. Disponível em: <<http://www.biodieselbr.com/biodiesel.htm>> Acessado em: 8 jul. 2013.
- [2]HEYWOOD, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, United States, 1988.
- [3]ARCADIS GERAHTY AND MILLER, Inc. TCRP Report 38: Guidebook for Evaluating, Selecting, and Implementing Fuel Choices for Transit Bus Operations. Washington, D.C.: Transportation Research Board, 1998.
- [4]PETROBRAS DISTRIBUIDORA S.A, 2013. Disponível em: <<http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/automotivos/oleodiesel>> Acessado em: 8 jul. 2013.
- [5]ANFAVEA, 2012. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores no Brasil. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br>> Acessado em: 7 jul. 2013.
- [6]KOIKE *et al.* “Emissão dos Gases de Combustão em Motor de Ignição por Compressão: Ensaio Comparativo entre Diesel, Biodiesel e Biodiesel com Injeção de Etanol”. Revista Minerva, v. 7, p. 11-18, 2010.
- [7]UNIVERSITY OF STRATHCLYDE, Biodiesel: Impactos Ambientais. Disponível em: <http://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/06-07/Biodiesel/biodiesel2p.htm> Acessado em: 20 jun. 2013.
- [8]U.S. EPA, “A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions” Draft Technical Report, Outubro 2002.
- [9]AMARAL, Daniel Furlan. Emissões de Gases de Efeito Estufa do Biodiesel de Soja. Brasília, DF, Brasil, Maio 2010. Disponível em: <http://www.agricultura.gov.br/arq_editor/file/camaras_setoriais/Oleaginosas_e_biodiesel/9_reuniao/Emissoes.pdf> Acessado em: 17 jun. 2013.

[10]CARVALHO, Patricia Turano de, Balanço de Emissões de Gases de Efeito Estufa de Biodiesel Produzido a Partir de Soja e Dendê no Brasil. Tese de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2012.

[11]ANP. Agência Nacional de Petróleo, Gás e Combustíveis Renováveis. Brasil., Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>> Acessado em: 8 jul. 2013.

[12]<<http://biodieselprojectacores.blogspot.com.br/2010/10/ciclo-do-biodiesel.html>> Acessado em: 31 jul. 2013.

[13]U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2013. The Official U.S. Government Source for Fuel Economy Information. Disponível em: <<http://www.fueleconomy.gov/>> Acessado em: 8 jul. 2013.

[14]CASTELLANELLI *et al.* “Desempenho de motor ciclo diesel em bancada dinâmométrica utilizando misturas diesel/biodiesel”. Engenharia Agrícola, v.28, n.1, p.145-153, jan./mar. 2008.

[15]SILVA *et al.* “Motor Gerador Ciclo Diesel sob Cinco Proporções de Biodiesel com Óleo Diesel”. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.16, n.3, p.320-326, 2012.

[16]RABELO, I. D., Estudo de Desempenho de Combustíveis Convencionais Associados a Biodiesel Obtido pela Transesterificação de Óleo Usado em Fritura, Curitiba: CEFET, 2001. 99p. Dissertação Mestrado.

[17]ASTM Test Methods for Rating Motor, Diesel, and, Aviation Fuels, 2002.

[18]ASTM Manual for Rating Motor, Diesel, and Aviation Fuels, 1972.

[19]BOSCH. “Bombas Injetoras em Linha”. Gerenciamento de motores Diesel. Apostila Técnica. Edição 2000.

[20]BORGES, J. L. B., Avaliação de Desempenho de um Motor de Ciclo Diesel Alimentado por Misturas Ternárias de Biocombustíveis Contendo Biodiesel, Etanol e Óleo Vegetal. Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Londrina, Londrina, PR, Brasil, 2009.

[21]SANTOS, Antonio Moreira. Preparação da Mistura Ar-Combustível. Apostila 5. Disponível em: <<http://pt.scribd.com/doc/13183026/Estequiometria-Preparacao-Da-Mistura-ArCombustivel>> Acessado em: 18 maio 2013.

APÊNDICE I
CÁLCULO DAS PROPORÇÕES DE VOLUME E MASSA DO
DIESEL COMERCIAL (B5) E DO BIODIESEL PURO (B100) NAS
MISTURAS DOS COMBUSTÍVEIS B20 E B40

Cálculo da proporção de volume do B20:

$$\begin{array}{rclcl} 1 \text{ litro } B5 & - & 0,05 \text{ litro } B100 & - & x \\ 1 \text{ litro } B100 & - & 1,00 \text{ litro } B100 & - & y \\ 1 \text{ litro } B20 & - & 0,20 \text{ litro } B100 & & \end{array}$$

$$0,05 \times x + 1,00 \times y = 0,20$$

$$x + y = 1 \text{ litro } B20 \rightarrow [x = 1 - y]$$

$$(1 - y) \times 0,05 + y = 0,20 \rightarrow 0,95y = 0,15 \rightarrow y = 0,158 \text{ litro}$$
$$x = 0,842 \text{ litro}$$

Logo,

$$84,2\%B5 + 15,8\%B100 = B20$$

Transformação da proporção de volume para massa:

As massas específicas do B5 e do B100 são:

$$\rho(B5) = 833,4 \text{ g/l}$$

$$\rho(B100) = 865,8 \text{ g/l}$$

Assim,

$$1 \text{ litro } (B20) = 0,842 \text{ l} \times 833,4 \text{ g/l} = 701,7 \text{ g } (B5)$$

$$1 \text{ litro } (B20) = 0,158 \text{ l} \times 865,8 \text{ g/l} = 136,8 \text{ g } (B100)$$

Cálculo da proporção de volume do B40:

$$\begin{array}{rcl} 1 \text{ litro } B5 & - & 0,05 \text{ litro } B100 & - & x \\ 1 \text{ litro } B100 & - & 1,00 \text{ litro } B100 & - & y \\ 1 \text{ litro } B40 & - & 0,40 \text{ litro } B100 & & \end{array}$$

$$0,05 \times x + 1,00 \times y = 0,40$$

$$x + y = 1 \text{ litro } B40 \rightarrow [x = 1 - y]$$

$$(1 - y) \times 0,05 + y = 0,40 \rightarrow 0,95y = 0,35 \rightarrow y = 0,3684 \text{ litro}$$
$$x = 0,6316 \text{ litro}$$

Logo,

$$63,16\%B5 + 36,85\%B100 = B40$$

Transformação da proporção de volume para massa:

As massas específicas do B5 e do B100 são:

$$\rho(B5) = 833,4 \text{ g/l}$$

$$\rho(B100) = 865,8 \text{ g/l}$$

Assim,

$$1 \text{ litro } (B40) = 0,6316 \text{ l} \times 833,4 \text{ g/l} = 526,4 \text{ g } (B5)$$

$$1 \text{ litro } (B40) = 0,3684 \text{ l} \times 865,8 \text{ g/l} = 319,0 \text{ g } (B100)$$

APÊNDICE II
CÁLCULO DAS VARIAÇÕES PERCENTUAIS DAS
QUANTIDADES MEDIDAS QUANDO OS PARÂMETROS
OPERACIONAIS SOFREM ALTERAÇÃO

Cálculos para o combustível B5:

B5

Avanço de injeção (°)	graus	%	Atraso de ignição (°)	graus	%
9	-2	-18,18	11,9	-0,5	-4,03
11	-2	-15,38	12,4	-0,6	-4,62
13	0	0	13	0	0
15	2	15,38	14	1	7,69
17	2	13,33	14,6	0,6	4,29

Tempo de consumo	segundos	%	Atraso de ignição (°)	graus	%
49,5	-6	-10,81	12,6	-0,2	-1,56
55,5	-4,5	-7,50	12,8	-0,2	-1,54
60	0	0	13	0	0
71,2	11,2	18,67	13,6	0,6	4,62
83,2	12	16,85	14	0,4	2,94

Razão de compressão		%	Atraso de ignição (°)	graus	%
12	-0,73	-5,73	17,4	4,4	33,85
12,73	0	0	13	0	0
13	0,27	2,12	12	-1	-7,69
14	1	7,69	10,2	-1,8	-15,00
16	2	14,29	8,5	-1,7	-16,67

Cálculos para o combustível B20:

B20

Avanço de injeção (°)	graus	%	Atraso de ignição (°)	graus	%
9	-2	-18,18	11,6	-0,7	-5,69
11	-2	-15,38	12,3	-0,7	-5,38
13	0	0	13	0	0
15	2	15,38	13,7	0,7	5,38
17	2	13,33	14,1	0,4	2,92

Tempo de consumo	segundos	%	Atraso de ignição (°)	graus	%
48,7	-6,3	-11,46	12,4	-0,3	-2,36
55	-5	-8,33	12,7	-0,3	-2,31
60	0	0	13	0	0
73	13	21,67	13,5	0,5	3,85
81,5	8,5	11,64	13,7	0,2	1,48

Razão de compressão		%	Atraso de ignição (°)	graus	%
12	-0,39	-3,15	15	2	15,38
12,39	0	0	13	0	0
13	0,61	4,92	10,6	-2,4	-18,46
14	1	7,69	9	-1,6	-15,09
16	2	14,29	7,3	-1,7	-18,89

Cálculos para o combustível B40:

B40

Avanço de injeção (°)	graus	%	Atraso de ignição (°)	graus	%
9	-2	-18,18	11,6	-0,8	-6,45
11	-2	-15,38	12,4	-0,6	-4,62
13	0	0	13	0	0
15	2	15,38	13,5	0,5	3,85
17	2	13,33	13,8	0,3	2,22

Tempo de consumo	segundos	%	Atraso de ignição (°)	graus	%
50	-5	-9,09	12,3	-0,3	-2,38
55	-5	-8,33	12,6	-0,4	-3,08
60	0	0	13	0	0
71	11	18,33	13,4	0,4	3,08
81,5	10,5	14,79	13,6	0,2	1,49

Razão de compressão		%	Atraso de ignição (°)	graus	%
12	-0,25	-2,04	14,3	1,3	10,00
12,25	0	0	13	0	0
13	0,75	6,12	9,7	-3,3	-25,38
14	1	7,69	8,2	-1,5	-15,46
16	2	14,29	6,8	-1,4	-17,07