

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DO OESTE DO PARANÁ – UNIOESTE  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**DESEMPENHO DE MOTOR CICLO DIESEL EM BANCADA DINAMOMÉTRICA  
UTILIZANDO BIODIESEL ETÍLICO DE SOJA**

**CASCADEL - PR**

**Julho – 2006**

**MÁRCIO CASTELLANELLI**

**DESEMPENHO DE MOTOR CICLO DIESEL EM BANCADA DINAMOMÉTRICA  
UTILIZANDO BIODIESEL ETÍLICO DE SOJA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola em cumprimento parcial aos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Agrícola, área de concentração em **Engenharia de Sistemas Agroindustriais**. Universidade Estadual do Oeste do Paraná – Campus de Cascavel.

Orientador: Prof. Dr. Samuel Nelson  
Melegari de Souza

**CASCADEL - Paraná - Brasil**

**Julho – 2006**

MÁRCIO CASTELLANELLI

“Desempenho de motor Ciclo diesel em bancada dinamométrica utilizando Biodiesel etílico de soja”

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Programa de Pós-Graduação “stricto sensu” em Engenharia Agrícola, da Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE, pela comissão formada pelos professores:

Orientador: Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza  
UNIOESTE/CCET – Cascavel - PR

Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Adriana Maria De Grandi  
FAG – Cascavel - PR

Prof. Dr. Suedêmio de Lima Silva  
UNIOESTE/CCET – Cascavel - PR

Prof. Dr. Eduardo Godoy de Souza  
UNIOESTE/CCET – Cascavel - PR

Cascavel, 27 de julho de 2006.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos professores do programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola da UNIOESTE – Cascavel, pelos ensinamentos que deram base a esta dissertação.

Ao meu orientador Prof. Dr. Samuel Nelson Melegari de Souza, pelo incentivo, orientação e atenção despendida neste período.

A Jorge Automecânica, por apoiar pesquisas desta natureza.

Ao Prof. Dr. Suedêmio de Lima Silva e o Prof. Antonio Gabriel Filho, pelo auxílio técnico durante os ensaios.

Ao Prof. Dr. Reinaldo Baricatti da UNIOESTE – Toledo, pela colaboração em ensaios laboratoriais deste trabalho.

Ao Euro Kava Kailer, graduando em Engenharia Agrícola, pela participação nos ensaios, possibilitando a parte prática deste trabalho.

A todas as pessoas que de alguma forma estiveram envolvidas nesta pesquisa e possibilitaram a realização da mesma.

## SUMÁRIO

	página
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	iv
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	v
<b>LISTA DE ANEXOS.....</b>	vii
<b>RESUMO.....</b>	viii
<b>ABSTRACT.....</b>	ix
<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	1
<b>2 REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	3
2.1 A crise energética.....	3
2.2 O desenvolvimento do motor de combustão e de seus combustíveis.....	4
2.3 Características requeridas do óleo diesel e suas especificações....	7
2.3.1 Número de cetanos.....	8
2.3.2 Ponto de fulgor.....	9
2.3.3 Viscosidade.....	10
2.3.4 Enxofre.....	12
2.4 A câmara de combustão, a injeção e os biocombustíveis.....	12
2.5 Resultados observados em experiências anteriores na utilização de diversos tipos e misturas de combustíveis.....	17
2.5.1 Óleos vegetais “ <i>in natura</i> ”.....	17
2.5.2 As misturas diesel/óleo vegetal “ <i>in natura</i> ”.....	17
2.5.3 Misturas biodiesel / diesel.....	18
2.6 Ensaio de um motor de combustão e suas curvas características	23
2.6.1 Dinamômetros e ensaios de motores.....	23
2.6.2 Curvas características de motores.....	25
<b>3 MATERIAL E MÉTODOS.....</b>	27
3.1 Local do experimento.....	27
3.2 Motor utilizado.....	27
3.3 Combustíveis utilizados.....	28
3.3.1 Misturas utilizadas.....	29
3.4 Condições de carga de alimentação.....	30
3.5 Descrição da bancada dinamométrica para ensaio de motores.....	30
3.5.1 Unidade de suporte.....	31
3.5.2 Unidade auxiliar de arrefecimento.....	31
3.5.3 Turbina hidráulica.....	32
3.5.4 Unidade de operação e controle.....	32
3.5.5 Unidade de monitoramento de dados do dinamômetro.....	34
3.5.6 Unidade de aquisição de dados para determinação do consumo de combustível.....	36
3.6 Descrição dos ensaios no dinamômetro.....	39
3.6.1 Determinação das curvas de potência e torque.....	39
3.6.2 Determinação do consumo de combustível.....	43
3.6.2.1 Consumo horário em volume.....	44

3.6.2.2	Consumo horário em massa e consumo específico.....	44
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>48</b>
4.1	B100.....	49
4.2	B2.....	52
4.3	B5.....	55
4.4	B10.....	58
4.5	B20.....	60
4.6	B50.....	63
4.7	B75.....	66
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>70</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>71</b>
<b>ANEXOS.....</b>		<b>76</b>

## LISTA DE TABELAS

	página
<b>Tabela 1</b> Valores para principais propriedades do diesel e biodiesel.....	8
<b>Tabela 2</b> Características técnicas originais do motor de teste.....	27
<b>Tabela 3</b> Relação de misturas utilizadas no experimento.....	29
<b>Tabela 4</b> Equações que representam a variação da densidade ( $\text{kg.m}^{-3}$ ) em função da temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ).....	47
<b>Tabela 5</b> Valores máximos e mínimos obtidos durante os ensaios.....	48

## LISTA DE FIGURAS

	página
<b>Figura 1</b> Motor adaptado à base do dinamômetro. 1- Suporte, 2- Motor, 3- Turbina Hidráulica, 4- Célula de Carga, 5- Fluxômetro.....	28
<b>Figura 2</b> Diferença de coloração entre biodiesel de soja puro (esquerda) e o diesel puro (direita).....	29
<b>Figura 3</b> Detalhe da cruzeta unindo o volante do motor (esquerda da foto) e a turbina hidráulica (direita da foto).....	31
<b>Figura 4</b> Sistema de arrefecimento do motor.....	32
<b>Figura 5</b> Mesa de operação e controle do dinamômetro.....	33
<b>Figura 6</b> Esquema de instalação do freio dinamométrico.....	34
<b>Figura 7</b> 1-) Roda dentada. 2-) Sensor de rotação do dinamômetro.....	34
<b>Figura 8</b> Representação esquemática do funcionamento da célula de carga para leitura de torque do dinamômetro.....	35
<b>Figura 9</b> 1-) No detalhe a estação barométrica. 2-) Visualização dos parâmetros para controle do ensaio.....	36
<b>Figura 10</b> Fluxômetro. Os sensores de temperatura estão indicados pelos números 1 e 2, e os sensores de fluxo pelos números 3 e 4.....	37
<b>Figura 11</b> Sensor para a medição da rotação registrada no sistema de aquisição e armazenamento de dados computadorizado.....	38
<b>Figura 12</b> Datalog e notebook para leitura e armazenamento dos dados relativos a consumo de combustível.....	38
<b>Figura 13</b> Provetas utilizadas para a determinação da variação de densidade com a temperatura das misturas diesel / biodiesel..	45
<b>Figura 14</b> Banho eletrônico e cuba adaptada para resfriamento das amostras das misturas dos combustíveis.....	46
<b>Figura 15</b> Curvas de potência para o diesel e o B100.....	49
<b>Figura 16</b> Curvas de torque para o diesel e o B100.....	50
<b>Figura 17</b> Curvas de consumo específico para o diesel e o B100.....	51
<b>Figura 18</b> Curvas de potência para o diesel e o B2.....	52
<b>Figura 19</b> Curvas de torque para o diesel e o B2.....	53
<b>Figura 20</b> Curvas de consumo específico para o diesel e o B2.....	54
<b>Figura 21</b> Curvas de potência para o diesel e o B5.....	55
<b>Figura 22</b> Curvas de torque para o diesel e o B5.....	56
<b>Figura 23</b> Curvas de consumo específico para o diesel e o B5.....	57
<b>Figura 24</b> Curvas de potência para o diesel e o B10.....	58
<b>Figura 25</b> Curvas de torque para o diesel e o B10.....	59
<b>Figura 26</b> Curvas de consumo específico para o diesel e o B10.....	60
<b>Figura 27</b> Curvas de potência para o diesel e o B20.....	61
<b>Figura 28</b> Curvas de torque para o diesel e o B20.....	62
<b>Figura 29</b> Curvas de consumo específico para o diesel e o B20.....	63

<b>Figura 30</b>	Curvas de potência para o diesel e o B50.....	64
<b>Figura 31</b>	Curvas de torque para o diesel e o B50.....	65
<b>Figura 32</b>	Curvas de consumo específico para o diesel e o B50.....	66
<b>Figura 33</b>	Curvas de potência para o diesel e o B75.....	67
<b>Figura 34</b>	Curvas de torque para o diesel e o B75.....	68
<b>Figura 35</b>	Curvas de consumo específico para o diesel e o B75.....	69

**LISTA DE ANEXOS**

	página
<b>Tabela 1A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com diesel puro.....	77
<b>Tabela 2A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B2.....	78
<b>Tabela 3A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B5.....	79
<b>Tabela 4A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B10.....	80
<b>Tabela 5A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B20.....	81
<b>Tabela 6A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B50.....	82
<b>Tabela 7A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B75.....	83
<b>Tabela 8A</b> Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B100.....	84
<b>Tabela 9A</b> Valores de potência para todas as misturas, após tratamento de dados.....	85
<b>Tabela 10A</b> Valores de torque para todas as misturas, após tratamento de dados.....	85
<b>Tabela 11A</b> Valores de consumo específico para todas as misturas, após tratamento de dados.....	85
<b>Tabela 12A</b> Variação da densidade com a temperatura para as misturas utilizadas nos ensaios.....	86

## DESEMPENHO DE MOTOR CICLO DIESEL EM BANCADA DINAMOMÉTRICA UTILIZANDO MISTURAS DIESEL/BIODIESEL

### RESUMO

Diante da previsão de escassez do petróleo, o éster etílico (biodiesel) tem se apresentado como uma excelente opção de combustível alternativo para motores ciclo diesel. As características do biodiesel são semelhantes as do diesel em termos de viscosidade e poder calorífico, podendo ser utilizado sem adaptações nos motores. Para realização deste trabalho, utilizou-se um motor ciclo diesel, de injeção direta com quatro cilindros, sem adaptações. O motor foi acoplado a um dinamômetro e sistemas de aquisição de dados auxiliares para o registro dos dados necessários. Avaliaram-se os desempenhos de torque, potência e consumo específico de combustível para as seguintes misturas: B2, B5, B10, B20, B50, B75 e B100. O melhor desempenho registrado deu-se com a mistura B20.

**Palavras-chave:** éster etílico, biodiesel, combustível alternativo, motor ciclo diesel, desempenho.

## PERFORMANCE OF ENGINE CYCLE DIESEL IN DYNAMOMÉTER USING MIXTURES DIESEL/BIODIESEL

**ABSTRACT** - Ahead of the forecast of scarcity of the oil, the ethyl ester (biodiesel) has presented as an excellent alternative fuel option for engines cycle diesel. The characteristics of biodiesel are similar of diesel in terms of viscosity and the calorific power, being able to be used without adaptations in the engines. For accomplishment of this work, a motor cycle was used diesel, of direct injection with four cylinders, without adaptations. The engine was connected to a dynamometer and systems of acquisition of data auxiliary for the register of the necessary data. The performances of torque, power and brake specific fuel consumption for the following mixtures had been evaluated: B2, B5, B10, B20, B50, B75 and B100. The best registered performance was given with the B20 mixture.

**Keywords:** ethyl ester, biodiesel, alternative fuel, engine cycle diesel, performance.

## 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de substituição dos combustíveis derivados de petróleo sempre foi impulsionada pela busca de alternativas preferencialmente renováveis, oriundas da biomassa, tanto para os óleos combustíveis como para a gasolina. A procura de alternativas apóia-se nas oscilações de preço e oferta de petróleo e também nas previsões de sua escassez.

O Brasil não constitui exceção na busca de fontes alternativas de energia, e pelo fato de possuímos enorme gama de matérias-primas para produção de biodiesel, devemos ter estudos gerando parâmetros de utilização do biodiesel em motores a ignição por compressão. Mesmo outros países em outras condições climáticas menos favoráveis, senão adversas, já apresentam a disponibilidade de combustíveis alternativos para motores diesel.

É importante lembrar, também, dos efeitos do racionamento de energia elétrica que o Brasil foi submetido, desde junho de 2001 até meados de 2002. Esse racionamento de energia elétrica trouxe à tona, novamente, a necessidade de se pesquisarem fontes energéticas que, além de atuarem como alternativas aos combustíveis fósseis e à energia nuclear, sejam menos poluentes e renováveis.

Ainda, o fato de poderem ser oferecidas de forma descentralizada e com elevado grau de autonomia, as alternativas oriundas da biomassa surgem como excelente opção de energéticos para regiões afastadas ou de difícil acesso, como é o caso de certas regiões do norte do país. Certamente, se o produtor rural tiver condições de produzir combustível suficiente para atendimento de suas necessidades de energia em algumas operações da produção agrícola, senão todas, sem dependência das instabilidades no oriente médio e da variação dos preços do petróleo no mercado internacional, teremos o cenário imaginado por aqueles que buscam uma forma mais racionalizada de produção e de transporte de alimentos.

Sem dúvidas, a utilização de fontes alternativas de energia não provoca a degradação do meio ambiente nos níveis dos derivados de petróleo e suas emissões residuais tóxicas. Segundo PIMENTEL & BELCHIOR (2002), as emissões de CO, CO<sub>2</sub> e HC com o motor operando com óleo de dendê foram menores que com diesel. Esse fato não era esperado, devido a menor razão ar/combustível do dendê, já que o consumo de combustível com o motor operando com dendê foi maior. Uma possível explicação pela menor emissão de CO seria a presença do oxigênio na molécula de combustível.

Este trabalho de pesquisa tem como objetivo final a proposta de utilização de novas alternativas que possam conduzir à minimização da dependência de empresas de médio e grande porte dos derivados de petróleo, a partir da busca constante de auto-suficiência energética. Avaliou-se um motor de ciclo diesel de médio porte, normalmente utilizado em caminhões, podendo também ser acoplado a geradores, analisando-se os desempenhos de torque, potência e consumo específico de combustível.

## 1. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1 A crise energética

A crise energética vem forçando a busca de alternativas energéticas no mundo todo, resultando na realização de inúmeras pesquisas em outras fontes não dependentes do petróleo. A investigação do potencial combustível sobre os óleos vegetais constitui-se em uma destas alternativas e vem apresentando resultados animadores (SALAZAR, 2002).

Os esforços do governo em relação à necessidade de aumento da oferta de energia elétrica para se atender às perspectivas de aumento da demanda, poderiam ser canalizados, em parte, para o uso de óleos vegetais na geração elétrica, estimulando-se soluções regionais, principalmente em localidades isoladas, onde o custo de transporte do diesel torna muito onerosa a geração elétrica, tornando muito favorável o aproveitamento energético das oleaginosas, permitindo-se assim uma independência energética nas comunidades isoladas e a promoção de melhor qualidade de vida, com energia contínua e em maior potência (DI LASCIO et al., 1994).

OLIVEIRA et al. (2001) relataram que cresceu a preocupação com a qualidade do meio ambiente, em decorrência do aumento da poluição, da erosão, das áreas degradadas, do empobrecimento da população, o êxodo rural e a redução das áreas de preservação ambiental, o que tem levado à busca de métodos alternativos mais racionais de exploração agrícola, ou seja, a adoção de uma agricultura sustentável.

Desenvolvimento sustentável é definido como sendo uma estratégia para satisfazer as necessidades do presente sem comprometer a capacidade de geração futura que atenderá as necessidades dos outros (JONGEBREUR, 2000).

RABELO (2001) ressalta que diante da necessidade de reciclar resíduos e da crescente escassez do petróleo, o óleo de fritura usado vem contribuir como um combustível alternativo de excelentes qualidades. Segundo o autor, o óleo residual de fritura torna-se muito semelhante ao diesel em termos de viscosidade e de poder calorífico ao sofrer uma transformação química, transesterificação,

convertendo-se em biodiesel, o qual, quando adicionado ao diesel melhora a lubricidade, dispensando aditivos mais poluentes. Por conter oxigênio na cadeia química, ele ainda tem melhor queima com conseqüente diminuição de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos.

## **2.2 O desenvolvimento do motor de combustão e de seus combustíveis**

Segundo ADAMS (1959), coube a Street, em 1794, o mérito de haver patenteado o uso de um vapor explosivo formado pelo ar e um combustível líquido, o álcool de terebentina (água-raz), cuja ignição dentro de um cilindro adequado se utilizava para acionar mecanismos; era o princípio do que se pode chamar de motor a combustão interna. Philippe Lebon, um engenheiro francês, obteve em 1799 uma patente que descrevia a construção e operação de um motor que utilizava gás de iluminação, sem obter nenhum resultado verdadeiramente prático. Muitas das idéias fundamentais que foram incorporadas mais tarde em motores de combustão interna, especialmente diesel, foram sugeridas por Sadi Carnot, em 1824. Este, então jovem engenheiro francês, estabeleceu a possibilidade de auto-ignição de um combustível no ar fortemente comprimido.

STINSON (1970) diz que: “Carnot sugeriu que o ar submetido a uma taxa de compressão de 15:1 alcançaria uma temperatura de 300°C, suficiente para queimar até mesmo a lenha seca”.

“Em 1860, J. J. E. Lenoir, inventor francês, construiu o primeiro motor de combustão interna comercial. Uma mistura de gás de iluminação e ar era introduzida no cilindro durante a primeira metade do curso do pistão, a seguir era provocada a ignição da mistura através de uma centelha, produzindo potência somente durante a segunda metade do curso. Esse motor desenvolveu, na ocasião, um rendimento próximo a 5%” (HEYWOOD, 1988).

Relata STONE (1997) que Nicolas August Otto e Eugène Langen, em 1866, patentearam e construíram um motor atmosférico, de pistão livre, que

consumia metade do combustível utilizado pelo motor de Lenoir, desenvolvendo cerca de 11% de eficiência térmica.

“Otto e Langen constituíram a organização Gás-Motoren Fabrik Deutz, em 1866, para fabricação do então chamado Otto Silent Engine, que anos mais tarde, 1878, viria causar furor na Exposição de Paris” (MORRISON, 1923).

Relatam BOULANGER et al. (1977) que, em 1872, o americano Brayton construiu o primeiro motor à combustão, funcionando com petróleo bruto. Seu motor permitiu realizar a propulsão de pequenos barcos e também equipou um dos primeiros submarinos construídos, anos mais tarde.

“Em 1876, o engenheiro alemão Otto, baseado nos conceitos de Beau de Rochas construiu um motor de ignição por centelha e de 4T, obtendo pleno êxito em suas experiências. Desde então, a seqüência de operações propostas por Beau de Rochas passou a ser conhecida como ciclo de Otto ou simplesmente ciclo Otto” (OBERT, 1971).

Em 1878, como objetivo de aumentar a potência de motores de mesmo porte e simplificar o sistema de válvulas, Dugald Clerk idealizou o ciclo de 2T em 1881. Anteriormente, já havia publicado a mesma análise de rendimento do ciclo Otto conforme relatam STONE (1997) e OBERT (1971).

Em 1889 surge o primeiro trator com motor de combustão interna (REIS et al., 1999).

CULPIN (1984) informa que: “no ano de 1890, Akroyd-Stuart patenteou um ciclo em que se comprimia ar puro e o combustível era injetado mais tarde, com a finalidade de evitar a auto-ignição. Esses motores eram de baixa compressão e necessitavam de uma cabeça quente ou algum outro tipo de sistema externo para iniciar a combustão”.

MORRISON (1923) afirma que: “apesar de ter sido idealizado em 1892 e que em sua patente original previa-se a utilização de carvão pulverizado, o primeiro motor de ignição por compressão com êxito data de 1895 e foi construído por Diesel quando trabalhou para o fabricante MAN, de Augsburg na Alemanha. Apresentando um rendimento de 24% constitui-se, este, no terceiro motor desenvolvido pelo genial inventor francês”.

Segundo HEYWOOD (1988): “no ano de 1897, Diesel apresentou como “força motriz para fábricas” um motor que funcionou satisfatoriamente desenvolvendo 20 cv a 172 rpm, com consumo específico de  $247 \text{ g.cv}^{-1}.\text{h}^{-1}$  e rendimento térmico de 26,2%. A partida era dada com benzina e após passava ao funcionamento com petróleo bruto. A licença de fabricação foi cedida para a MAN-DEUTZ e para a SULZER. O motor foi exibido na Exposição de Munique, em 1898. Diesel, filho de alemães, nascido em Paris no dia 18 de março de 1858, era especialista em máquinas frigoríficas e nutria uma predileção especial pelos motores de combustão, tornou-se Engenheiro pela Universidade de Munique”. Rudolphe Diesel, durante o desenvolvimento de seus motores, estabelecia já a sua flexibilidade quanto aos combustíveis que poderiam consumir.

Explica AGUIAR (1990) que, na sua publicação “Die Entstehung des Diesel Motors” de 1913, Diesel relata a avaliação do funcionamento de um de seus motores com óleo de amendoim apresentado, também, registros de testes com álcool em 1897. Ampliou, após, o campo de combustíveis de modo que o seu pequeno motor pudesse funcionar indistintamente com óleos minerais, vegetais ou de origem animal.

Conforme apresenta DELGADO (1994), Rudolphe Diesel estabeleceu que: “a utilização de um motor policarburante era justificável para aplicação nos programas coloniais das diferentes nações européias, o que conduziu a estudos complementares sobre motores lentos (400 a 500 rpm) utilizando óleos de amendoim, palma e rícino”.

REIS et al. (1999) apontam que o motor de Diesel foi introduzido nos Estados Unidos em 1899 por Adolphus Busch, de St. Louis, e o primeiro motor diesel marítimo foi apresentado, em 1903, por engenheiros franceses. Destaca como um fato importante, que permitiu progresso mais rápido no aperfeiçoamento técnico desses motores de ignição por compressão, a expiração dos prazos de validade das patentes de Diesel em 1910 e que uma menção especial deve ser reservada a Robert Bosch e a Frantz Lang que, nos anos 20, aperfeiçoaram os sistemas de injeção de combustível, com a invenção de uma bomba mecânica de

pistão ranhurado que tornou os motores de ciclo diesel mais eficientes e confiáveis.

Recorda LUNA (1990) que: “o óleo diesel derivado de petróleo era considerado apenas como uma das alternativas existentes para alimentação do motor de Diesel” e que o próprio Rudolphe Diesel destaca que o uso de óleo vegetal, em meados dos anos dez, tornou-se de escasso interesse. No entanto, previu que “os óleos vegetais deveriam tornar-se num futuro próximo (à época), tão importantes como eram o petróleo e o carvão mineral”.

As citações anteriores mencionam somente alguns poucos daqueles que contribuíram material e intelectualmente para os primeiros desenvolvimentos destacáveis dos motores diesel. Desde as experiências de Diesel, um grande número de pesquisadores têm continuamente trabalhado no desenvolvimento do motor de ignição por compressão, particularmente dos sistemas de injeção e de combustão, para tornar possíveis os nossos atuais motores diesel.

### **2.3 Características requeridas do óleo diesel e suas especificações**

Define LEONTSINIS (1988) que os requisitos de um bom combustível para motores de ignição por compressão podem ser agrupados de forma a:

- Permitir boa partida;
- Proporcionar aquecimento uniforme e aceleração suave;
- Proporcionar uma operação suave sem problemas de “detonação”;
- Evitar a diluição excessiva do óleo lubrificante;
- Proporcionar longa vida aos filtros e minimizar a fumaça.

As especificações do óleo diesel visam garantir um desempenho satisfatório nos motores ICO, com o custo mais baixo possível, em termos de sua adequabilidade para os vários tipos de motores e condições de operação. Algumas das principais propriedades estão na Tabela 1.

**Tabela 1** – Valores para principais propriedades do diesel e biodiesel

<b>Propriedades</b>	<b>Biodiesel</b>	<b>Diesel</b>
<b>Viscosidade cinemática a 40°C</b>	3,7 a 5,8 mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	2,5 a 5,5 mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
<b>Massa específica</b>	8,7 a 8,9 kg.m <sup>3</sup>	8,2 a 8,6 kg.m <sup>3</sup>
<b>Número de cetano</b>	46 a 70	mínimo 42
<b>Poder calorífico superior</b>	39,4 a 41,8 MJ.kg <sup>-1</sup>	aproximadamente 45 MJ.kg <sup>-1</sup>
<b>Enxofre</b>	0,0 a 0,0024%	0,0 a 0,20%

Fonte: Instituto de Tecnologia do Paraná – DBIO/CERBIO, 2004.

### 2.3.1 Número de cetano

“O número de cetano mede a qualidade de ignição de um combustível para máquinas diesel e tem influência direta na partida do motor e no seu funcionamento sob carga. Fisicamente, o número de cetano se relaciona diretamente com o retardo de ignição de combustível no motor de modo que, quanto menor o número de cetano maior será o retardo da ignição”. (ALVES et al., 1998).

Conseqüentemente, quanto maior o retardo da ignição maior será a quantidade de combustível que permanecerá na câmara sem queimar no tempo certo. Isso leva a um mau funcionamento do motor, pois quando a queima acontecer, gerará uma quantidade de energia superior àquela necessária. Esse excesso de energia força o pistão a descer com velocidade superior àquela pelo sistema, o que provocará esforços anormais sobre o pistão, podendo causar danos mecânicos e perda de potência.

“Combustíveis com alto teor de parafinas apresentam alto número de cetano, enquanto produtos ricos em hidrocarbonetos aromáticos apresentam baixo número de cetano. Devido a isso, na determinação dessa característica o desempenho do diesel é comparado com o desempenho do n-hexadecano, produto parafínico comercializado como cetano, o qual é atribuído um número de cetano igual a 100. A um produto aromático (alfa metil-naftaleno) é atribuído um número de cetano igual a zero. A determinação do número de cetano requer o uso

de um motor de teste padrão (motor CFR) operando sob condições também padronizadas” (ALVES et al., 1998).

Segundo a ASTM, normalmente o número de cetano dos óleos diesel do mercado varia de 45 a 55, mas para motores de baixa rotação podem ser utilizados combustíveis com número de cetano até 35. Os óleos vegetais apresentam o NC variando de 33 a 42, sendo que para o óleo de soja varia de 36 a 39. O método empregado para determinação do NC é o ASTM D 613.

### **2.3.2 Ponto de fulgor**

Segundo GRABOSKI & McCORMICK (1997), o ponto de fulgor é a medida da temperatura acima da qual um combustível deve ser aquecido de tal forma que a mistura de ar e vapor possa entrar em combustão na presença de uma chama. Para o óleo diesel esta temperatura mínima é relativamente baixa (38°C mínima, 61°C típica), o ponto de fulgor de óleos vegetais puros é sempre maior, tipicamente maior que 90°C. Um material com cerca de 90°C ou maior para o ponto de fulgor é considerado como sendo sem-risco para armazenamento e sem-risco de incêndio. Um biodiesel é, assim, muito mais seguro que o óleo diesel neste ponto.

Para LEONTSINIS (1988), o ponto de fulgor de um combustível indica a temperatura abaixo da qual ele pode ser manuseado sem o risco de fogo. Portanto este ensaio não dá uma indicação de qualidade e sim dos riscos envolvidos no manuseio, armazenagem e transporte de combustível, isto é, considera os aspectos de segurança. O método empregado para determinação do ponto de fulgor é o NBR 14598 da ABNT.

### 2.3.3 Viscosidade

ISHII & TAKEUCHI (1987) indicam que para operação de motores diesel com óleos vegetais puros ou em misturas com o diesel, estes devem ter a viscosidade reduzida, pois a mesma afeta a qualidade da formação de mistura ar/combustível. Sugeriram duas maneiras de alcançar a atomização apropriada: um método térmico via pré-aquecimento, e um método mecânico via utilização de maiores pressões de injeção.

Segundo LIELJEDAHN et al. (1984), a viscosidade do combustível influi no desempenho do sistema injetor, se esta é baixa exige manutenção freqüente do sistema; se muito elevada, provoca pressões excessivas afetando o grau de atomização e a forma do jato de combustível, havendo atomização deficiente com gotículas maiores e um grau de penetração do jato muito elevado. A má distribuição do combustível na câmara tem como consequência uma má combustão que produz perda de potência e elevação do consumo de combustível. Um grau de penetração elevado do jato de combustível produzirá a lavagem do cilindro e a diluição do óleo no cárter e se muito baixa, haverá pulverização com pouca penetração que ocasionará uma má combustão e vazamentos nos pistões da bomba injetora.

PIMENTEL & BELCHIOR (2002) em trabalho de avaliação do potencial do óleo de dendê "*in natura*" informam que a viscosidade é muito elevada em temperatura ambiente para que seja utilizado como combustível sem danos ao motor. Para atingir um valor de viscosidade próximo ao do diesel convencional, é necessário aquecer o óleo de dendê a temperaturas próximas aos 85°C, o que resulta em melhores condições de operação do motor. Nessa condição de operação, o óleo de dendê produziu emissões de CO, CO<sub>2</sub> e HC menores do que com o óleo diesel, já as emissões de NO<sub>x</sub> foram maiores. Os resultados obtidos do motor operando com óleo de dendê aquecido mostraram uma redução de potência em relação ao óleo diesel que pode ser atingida com um aumento de 10% na vazão de combustível. A diferença de viscosidade provocou uma vazão volumétrica de combustível 5% superior o que foi atribuído ao adiantamento da

abertura do injetor, em função da maior viscosidade, e também um retardo no seu fechamento.

Segundo LEONTSINIS (1988), a viscosidade do combustível é muito importante, principalmente pelo seu efeito no desempenho do sistema injetor, da bomba e do bico injetor. Reafirma ainda que uma viscosidade muito baixa pode tornar necessária uma manutenção mais freqüente do sistema de injeção, enquanto que se muito alta poderá provocar pressões muito elevadas no sistema. Além disso, a viscosidade afeta o grau de atomização e influencia a forma do jato.

A viscosidade elevada causa atomização deficiente, gotículas grandes, alta penetração do jato, ficando a nebulização e a mistura de combustível e ar prejudicadas, em conseqüência, a combustão não é boa provocando perdas de potência e economia. Ainda, especialmente em motores pequenos, a grande penetração do jato de combustível faz com que o mesmo colida com as paredes do cilindro, lavando-as e deteriorando a película de óleo lubrificante, provocando também a diluição do óleo lubrificante no cárter do motor. Tais condições levam a um desgaste excessivo do motor.

Já, uma viscosidade muito baixa resulta numa pulverização com pouca penetração que prejudica a combustão e a economia de combustível, diminui a potência do motor e incrementa a emissão de poluentes. A viscosidade baixa também pode acarretar vazamentos (blow-by) nos pistões da bomba injetora e aumentar o desgaste de componentes do sistema de injeção, pois as propriedades lubrificantes do combustível tendem a diminuir com a baixa viscosidade.

PETERSON, AULD & THOMPSON (1983) avaliaram a viscosidade e tensão superficial de óleos vegetais a 85°C, que é a temperatura típica do óleo diesel no bico injetor e concluíram que há influência significativa do ponto sobre a adequada execução do jato de atomização do óleo combustível. “Para que se consiga a otimização dos combustíveis oriundos da biomassa é necessário introduzir algumas modificações nos motores, tornando-os capazes de operar com tais combustíveis”. Ainda, indicam os óleos vegetais crus como opção a ser utilizada em motores modificados, apropriados à países em desenvolvimento, e

que os óleos vegetais modificados são opção para motores diesel sem modificações.

#### **2.3.4 Enxofre**

O enxofre devido à natureza corrosiva de seus produtos da combustão pode provocar nos motores diesel um desgaste pronunciado, bem como aumentar os depósitos na câmara de combustão e nos pistões e, ainda, promover a formação de borras no cárter. Durante a operação intermitente do motor, ou quando opera em baixas temperaturas, a condensação da umidade é apreciável e esta umidade em contato com o  $\text{SO}_2$  e o  $\text{SO}_3$  formados na combustão forma os ácidos sulfurosos e sulfúricos, ambos corrosivos. O teor de enxofre de um óleo diesel depende da origem do petróleo do qual ele provém e dos processos de refino utilizados (LEONTSINIS, 1988).

Os óleos vegetais são isentos de enxofre na sua composição. Eventuais traços encontrados provêm de raros processos de fabricação e extração nos quais não foram tomados os devidos cuidados ou da contaminação durante o transporte.

#### **2.4 A câmara de combustão, a injeção e os biocombustíveis**

MIAHLE (1980) salienta que para uma adequada combustão nos motores diesel, há necessidade de uma elevada velocidade relativa entre as gotículas de combustível e o ar para a homogeneização da mistura ar/combustível em todos os pontos da câmara de combustão. Para isso, deve ser provocada uma elevada turbulência na mistura, que é alcançada através do uso de formatos especiais da câmara de combustão.

Cita-se os dois grandes grupos de câmaras de combustão para motores de ciclo diesel:

- Com câmaras abertas, construídas totalmente no topo do pistão e onde o combustível é injetado diretamente, através de um bico injetor com orifícios múltiplos, caracterizando um motor de “injeção direta” e,
- Com câmaras divididas, nos quais a câmara de combustão está dividida em dois ou mais compartimentos, entre os quais existem estrangulamentos a fim de provocar diferenças de pressão e velocidade de fluxo durante o processo de combustão. A injeção do combustível é realizada na pré-câmara, ou antecâmara, através de bico injetor com orifício único caracterizando um motor de “injeção indireta”. As principais câmaras divididas são: câmara de pré-combustão, câmara de turbulência e câmara tipo célula de energia.

BOULANGER et al. (1977) citam as câmaras de pré-combustão e de turbulência, experimentalmente as mais indicadas para a combustão de óleos vegetais, apresentam como característica ocupar um volume de 25 a 45% da totalidade da câmara de combustão do motor. A taxa de compressão situa-se normalmente entre 15 e 19:1, utilizam uma pressão de injeção em torno de 140 bar, o bico injetor possui um orifício de injeção e a comunicação da câmara pré-combustão com o restante da câmara é feita através de múltiplos orifícios ou de canais estrangulados. “A injeção de óleo vegetal sendo realizada através de um único orifício, de maior dimensão, minimiza o problema de obstruções causadas pelos depósitos formados”.

Ainda, o princípio da combustão pode ser resumido da seguinte forma: o ar é comprimido nos dois ambientes da câmara de combustão e a injeção de combustível ocorre na câmara de pré-combustão no momento de maior afluxo de ar nesta. Iniciada a combustão, como há excesso de combustível na pré-câmara, este não se inflama completamente e, desta forma, a combustão inicial expulsa o restante da mistura para o topo do pistão, de uma maneira semelhante à injeção, finalizando ali a ignição de toda parte combustível.

Informam ISHII & TAKEUCHI (1987) que os motores de injeção indireta apresentam consumo específico mais elevado que os de injeção direta e que os motores com câmara de pré-combustão apresentam uma clara vantagem em relação aos motores de injeção direta, quando da utilização de óleos vegetais como combustível.

MAZED, SUMMERS & BATCHELDER (1985) indicam que ensaios com motores de injeção direta e indireta alimentados por óleos vegetais e as misturas destes com diesel demonstraram que o sistema de injeção indireta conduz a uma maior eficiência térmica.

RIVA (1991) afirmam que o comportamento dos óleos vegetais é diferente quando se utilizam motores com pré-câmara ou em motores de injeção direta. No segundo caso observa-se um decréscimo de qualidade de combustão, formando-se em poucas horas depósitos carbonosos sobre os injetores que gradativamente pioram a pulverização do óleo. Utilizando-se óleos refinados não se observam vantagens particulares em relação ao que ocorre com os óleos brutos.

VARDE (1984) alertou para os efeitos das propriedades físicas dos combustíveis sobre a formação do jato de combustível e sua influência sobre a forma de desenvolvimento da combustão. A utilização de óleo de soja puro ou em misturas com o diesel convencional, experimentalmente, mostrou que as características físicas do óleo vegetal influem sobre o rendimento do motor, sobre a emissão de gases residuais e sua eficiência térmica. O rendimento de um motor de ignição por compressão é função das propriedades do combustível utilizado e da maneira na qual o mesmo é introduzido na câmara de combustão. Isto, por sua vez, depende das características termodinâmicas da câmara de combustão. “Observa-se o comportamento diferenciado de um sistema de injeção otimizado para diesel quando alimentado com óleos vegetais”.

Para MSIPA et al. (1983), o problema chave da utilização de óleos vegetais é a atomização para a formação do jato combustível, um fenômeno que auxilia a própria combustão após a injeção. De todos os biocarburantes que poderiam ser utilizados nos motores de ignição por compressão, os óleos de origem vegetal e seus derivados são os que exigem menores modificações nos

motores podendo ser, inclusive, utilizados de forma direta em determinadas condições. Partindo-se do princípio que se deseja que o motor alimentado com biocombustível continue sendo de ignição por compressão, as maiores dificuldades aparecem como consequência das diferenças de viscosidade entre os óleos vegetais e o óleo diesel.

Segundo DELGADO (1994), a distinção marcante entre os óleos vegetais e o óleo diesel reside na diferença de viscosidade que afeta de maneira especial o comportamento dos sistemas de injeção dos motores, sobretudo daqueles com injeção direta. No que diz respeito à densidade, poder calorífico e número de cetano as diferenças são pouco significativas.

Para RIVA (1991), os diversos óleos vegetais apresentam características físico-químicas bastante diferenciadas. Alguns solidificam já a temperaturas entre 10 e 15 °C e outros permanecem líquidos até quase os 0°C como os óleos de colza e de soja, por exemplo, apresentando sempre uma elevada viscosidade. O poder calorífico inferior ( $\text{MJ.kg}^{-1}$ ) é, em média, 10% inferior ao do óleo diesel, enquanto que para a tonalidade térmica ( $\text{MJ.dm}^{-3}$ ) esta diferença se reduz a valores entre 3 e 5%.

Relata NIEHAUS et al. (1986), que as curvas de destilação sugerem que os óleos vegetais podem experimentar decomposição térmica sob temperaturas que podem ser encontradas pelo jato combustível no bico injetor. As maiores diferenças entre o óleo diesel e os óleos vegetais são: a viscosidade significativamente maior, poder calorífico cerca de 10% menor e alteração da relação ar/combustível, devido à presença de oxigênio molecular nos óleos vegetais. Em pesquisas, experimentaram um óleo vegetal termicamente decomposto para redução de sua viscosidade. O resultado foi um combustível com maior poder calorífico e com melhor número de cetano do que o óleo vegetal originário. Com esse combustível, num motor com injeção indireta, observou-se um maior retardo de combustão em relação ao diesel, com consumo específico ligeiramente superior. Apesar da existência de um percentual maior de oxigênio, houve acréscimo nas emissões de CO indicando claramente que a combustão

realizou-se em um ambiente mais rico que com o óleo diesel, ou num ambiente não apropriado.

Para GONZÁLEZ (1994), o uso de óleos vegetais em motores de injeção direta, não resultou adequado devido à formação de resíduos carbonosos e à dificuldade de injeção causada pela elevada viscosidade, problemas que são minimizados com o uso de motores de injeção indireta, especialmente naqueles com pré-câmara de combustão.

Quanto ao problema de deposição de material carbonoso surgido em diversas experiências com óleos vegetais, estes podem ser devidos aos motores que normalmente são ensaiados sem sofrerem modificações no seu sistema injetor. Um sistema de injeção não adequado à viscosidade do combustível não proporciona, a este, atomização necessária à formação de uma mistura de ar/combustível apropriada, promovendo também uma má distribuição desta no interior da câmara de combustão. Como consequência, desenvolve-se uma forma anormal de combustão que conduz à produção de resíduos carbonosos característicos de uma combustão incompleta. Nessas condições de funcionamento, a formação de fuligem na descarga é bastante acentuada e parte destes resíduos depositam-se no motor causando o “envelhecimento” prematuro do mesmo. Os resíduos são facilmente perceptíveis pela coloração escura dos gases exaustos (fumaça preta).

Determina RIVA (1991) que a elevada viscosidade dos óleos vegetais e o NC não precisamente ótimo constituem a base dos problemas de emprego dos mesmos como combustível em motores rápidos. Também, o sistema de injeção projetado e dimensionado para o óleo diesel mineral não resulta adequado para a pulverização, de maneira satisfatória, dos óleos vegetais. A consequência disto é uma condição de baixo rendimento da combustão, produzindo-se depósitos indesejáveis no motor com prejuízos para válvulas, injetores e anéis.

## **2.5 Resultados observados em experiências anteriores na utilização de diversos tipos e misturas de combustíveis**

### **2.5.1 Óleos vegetais “*in natura*”**

O óleo de palma estudado por TORRES (2000), que experimentou num motor pequeno o óleo na forma *in natura*, apresentou um decréscimo de potência de 5 a 15% quando comparado ao diesel convencional.

PRYOR et al. (1983), no experimento onde avaliaram o comportamento de motores diesel de pequeno porte alimentados com óleo de soja cru e degomado, e éster etílico de óleo de soja, observaram que com o uso do éster, incrementos substanciais de consumo ocorreram. Ainda, o uso do éster originou depósitos nos injetores similares ao diesel convencional.

MACHADO (2003) em testes com motor diesel operando com óleo de soja afirma que o número de cetano não apropriado do óleo de soja puro combinado à menor turbulência do ar na câmara em rotações mais baixas também contribuíram para o decréscimo de torque. À medida que a rotação era elevada para valores acima de 2500 rpm, surgia uma indicação de que a turbulência do ar de admissão pode compensar o menor NC, pois com a maior dispersão da mistura na câmara, conseqüentemente, pode haver um melhor desenvolvimento do processo de combustão.

GRABOSKI & McCORMICK (1997) relataram que a carbonização e a polimerização produzidas pelos óleos vegetais podem ser minimizadas pela transesterificação.

### **2.5.2 As misturas diesel/óleo vegetal “*in natura*”**

LUNA (1990) avaliou misturas binárias, em diferentes graus, de óleos vegetais diversos com óleo diesel convencional em testes de curta e longa duração e concluiu que, em termos gerais, as misturas mostraram-se factíveis como combustível de um motor refrigerado a ar e injeção direta. Não se observaram grandes variações de potência e torque, apenas um ligeiro aumento de consumo específico. Nota-se que a elevada viscosidade faz com que a injeção seja afetada conforme se incrementa o percentual de óleo vegetal na mistura. Isso foi atribuído à deterioração da natureza da pulverização na câmara de combustão (forma do jato combustível e pressão de injeção). Ele ressalta, ainda, que não houve necessidade de troca de óleo lubrificante e filtros em intervalos diferentes dos usuais com óleo diesel convencional.

Para BALDWIN (1983), as maiores eficiências foram observadas para uma mistura de 20% de óleo de soja e 80% de óleo diesel convencional. O ponto de injeção foi variado de 16° a 22°, anteriores ao ponto morto superior.

DOMÍNGUEZ (1995) conclui que praticamente todos os motores diesel funcionam razoavelmente bem com óleos vegetais por um período que oscila entre 120 e 150 horas. Após, é necessário desmontar o motor para descarbonizar e degomar a câmara de combustão e os injetores. Este período de bom funcionamento pode ser prolongado usando-se misturas de óleo vegetal e óleo diesel, quanto maior a porcentagem de óleo diesel maior será a extensão deste período. Ainda, os motores de injeção indireta são mais aptos a trabalhar com óleos vegetais, pois sua câmara de pré-combustão opera com maiores temperaturas, permitindo uma combustão mais completa do biocombustível.

### **2.5.3 Misturas biodiesel / diesel**

De acordo com PARENTE (2003), pelas semelhanças de propriedades fluidodinâmicas e termodinâmicas, o biodiesel e o diesel do petróleo possuem características de completa equivalência, especialmente vistas sob os aspectos de combustibilidade em motores do ciclo diesel. Portanto, os desempenhos e os

consumos são praticamente equivalentes, e ainda, que não há necessidade de qualquer modificação ou adaptação dos motores para funcionar regularmente com um ou com o outro combustível pela equivalência de suas propriedades físico-químicas e como o biodiesel e o diesel mineral são completamente miscíveis, as misturas de biodiesel com o diesel mineral podem ser empregadas em qualquer proporção. Essa condição é vantajosa, especialmente, quando comparada com a situação problemática do álcool hidratado, uma vez que não são requeridas bombas específicas para os abastecimentos de biodiesel, nem tampouco motores diferenciados e dedicados para o uso de um ou do outro combustível, inclusive de suas misturas.

PETERSON et al. (1996) testaram um biodiesel do tipo etílico filtrado, produzido à base de sementes de colza, em um veículo movido originalmente a diesel mineral sem efetuar alteração alguma. Para obtenção dos resultados, executaram o teste em duas etapas: a primeira foi um teste de pista, utilizando o veículo em viagens pelas estradas norte-americanas percorrendo um total de 14.069 km; a segunda etapa foi um teste laboratorial utilizando-se um dinamômetro. Após os testes, concluíram que o motor do veículo quando consumindo 100% biodiesel (B100), apresentou redução de 1,8% na potência e acréscimo de 8,9% no consumo a 2.500 rpm, quando comparado ao desempenho do mesmo funcionando a diesel 100%, porém nenhum problema foi observado no veículo no decorrer das duas etapas do teste.

O éster etílico de óleo de soja hidrogenado foi comparado ao diesel D2 em quatro motores de ciclo diesel. Notou-se a redução da potência e do torque em 5% e acréscimo do consumo específico de 7% (PETERSON, 1986).

CLARK et al. (1984) efetuaram comparações dos combustíveis éster etílico, éster metílico proveniente de óleo de soja, com o diesel D2 como referência e constataram que as curvas de potência, torque e consumo específico se mostraram bastante similares à do diesel convencional; com relação à temperatura dos gases de escape ocorreu um valor maior para o éster metílico do que para o diesel e para o éster etílico a diferença em relação ao diesel foi insignificante.

Segundo SILVA (2002), o Instituto de Tecnologia do Paraná, *TECPAR*, efetuou ensaios comparativos entre o *B-20* (80% diesel +20% de éster de óleo de soja) e o diesel metropolitano (Diesel-C), utilizando duas frotas de transporte coletivo urbano, uma para cada tipo de combustível. Os resultados mostraram um incremento de 3% no consumo de combustível e redução das emissões de gases residuais nocivos.

Para GRABOSKI & McCORMICK (1997), o número de cetanos de um biodiesel depende do óleo que lhe deu origem, mas em geral situa-se próximo ao valor final da faixa típica do óleo diesel de petróleo. O efeito das misturas de biodiesel esterificado com óleo diesel convencional sobre o número de cetanos é aproximadamente linear, crescente com o percentual de éster na mistura.

Relata DELGADO (1994) que os experimentos realizados pela SCANIA com óleo vegetal (éster metílico de óleo de soja) mostraram os problemas que ocorrem a partir de 150 horas de operação: “óleos lubrificantes dissociados ou modificados, surgimento de flocos e borras no sistema de combustível, elevado custo, forte odor exalado, combustão incompleta a cargas parciais e dificuldade de partida a frio”. Foram realizados mais de 340.000 km de testes sem nenhum problema técnico ou operacional porém com um custo operacional em torno de 6 vezes superior.

GRABOSKI & McCORMICK (1997) relatam que o combustível de ésteres de óleo de girassol produziu de fato menores depósitos de carbono em um motor de teste do que o diesel derivado de petróleo.

NIEHAUS, GOERING & SAVAGE (1986) utilizaram a decomposição térmica do óleo de soja como forma de criação de um combustível menos viscoso e com propriedades mais próximas às do óleo diesel. A decomposição térmica (cracking térmico) de um óleo vegetal implica em ter a sua estrutura molecular e peso molecular alterados. O óleo produzido apresentou um número de cetano melhorado (43 contra 38 anterior) e uma viscosidade muito mais baixa. Quando utilizado num motor diesel de injeção direta, esse combustível causou alteração na relação combustível/ar e maior consumo específico, com uma ligeira redução na máxima potência produzida.

KAUFMAN & ZIEJEWSKI (1984), utilizando um éster metílico de óleo de girassol em um motor de injeção direta, concluíram que o fluxo de massa combustível cresceu 8,6% devido às maiores densidade e viscosidade do éster e também uma redução de 5,3% na energia produzida devido ao menor poder calorífico.

Pesquisas de MONYEM & VAN GERPEN (2001) para avaliação da influência da oxidação de óleos vegetais sobre motores diesel levaram à conclusão que, quanto a rendimento, o biodiesel oxidado ou não produziu a mesma eficiência térmica que o óleo diesel, com maior consumo de combustível.

OLIVEIRA & DA COSTA (2002) relataram testes realizados em 2001 com um biodiesel derivado de óleos de fritura onde foi comprovado o potencial de utilização da mistura óleo diesel-biodiesel, sugerindo-se uma proporção de 5 para (5:1). O uso do biodiesel (esterificado) apenas determinou um incremento de 1,3% na emissão de  $NO_x$ , sendo que todos os testes de desempenho mostraram resultados bastante satisfatórios, com eficiência de queima superior à dos óleos vegetais *in natura*. O rendimento dos motores e o consumo de combustível foram praticamente idênticos com o óleo diesel e com os ésteres. Ressaltam ainda que uma mistura de apenas 5% de biodiesel ao diesel convencional, descarta qualquer necessidade de alteração dos motores.

Reforçando a utilização do biodiesel, segundo MEIRELLES (2003), umas de suas grandes vantagens é a adaptabilidade aos motores do ciclo diesel, onde a combustão deste pode dispensar modificações, configurando-se em uma alternativa técnica capaz de atender a frota movida atualmente a diesel, enquanto o uso de combustíveis alternativos como o gás natural ou biogás requerem adaptação dos motores para a sua utilização.

MASJUKI & SAPUAN (1995) utilizando éster metílico de óleo de palma observaram um decréscimo na potência, na medida em que aumentava a porcentagem de éster na mistura éster e diesel convencional. Notaram também um acréscimo no consumo específico para o éster, comparado ao diesel, principalmente para rotações mais elevadas.

SIL, MASJUKI & ZAKI (1995) também notaram um decréscimo de potência, porém apenas para uma faixa de rotação do motor. Num estudo de desempenho realizado através de dinamômetro, verificaram que o éster metílico de óleo de palma, apresentou o mesmo consumo específico comparado ao óleo diesel convencional e desenvolveu a mesma potência entre 800 e 2.000 rpm, a partir desta rotação até 3.600 rpm o diesel proporcionou maior potência.

De acordo com a AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO (2002), atualmente são comercializadas misturas com diferentes proporções de óleo diesel e óleos vegetais transesterificados em outros países (soja nos Estados Unidos e canola na França e Alemanha) e, já se comprovou a viabilidade de adoção de misturas de até 5% (v/v) de biodiesel, sem que qualquer modificação nos veículos seja necessária, ao contrário, a adição de biodiesel ao diesel convencional melhora a lubricidade, o número de cetano, reduzindo o teor de enxofre e elevando o ponto de fulgor do combustível.

Utilizando-se de um motor de ciclo diesel, de injeção direta, de um cilindro e sem adaptações, RABELO (2001) observou que misturas de biodiesel e diesel resultaram num aumento discreto de potência e torque quando se aumentou a proporção de biodiesel no diesel, principalmente para faixas de rotações mais baixas. O consumo específico destas misturas, porém, se apresentou levemente mais elevado e a adição de biodiesel ao diesel resultou numa melhoria do rendimento para rotações acima de 1.800 rpm.

Segundo dados da Secretaria de Tecnologia Industrial do MDIC (1985), ao se construir uma curva de consumo específico ( $\text{g.HP}^{-1}.\text{h}^{-1}$ ) para o diesel e para o B11 (11% de biodiesel e 89% de diesel) verificou-se que era mais elevado o consumo específico do B11 em comparação ao diesel.

GROTTA (2003), durante a avaliação de desempenho de um trator Valtra modelo BM 100, 4 cilindros com potência nominal de 73,6 kW (100cv) em condições de campo e em operação de gradagem, utilizou óleo diesel e biodiesel de óleo residual de soja (nas proporções de 0%, 25%, 75% e 100%), observou um maior consumo específico à medida que as proporções de biodiesel aumentam.

Segundo o autor, isto ocorre devido ao menor poder calorífico do biodiesel, cerca de 3% a 4% menor que o poder calorífico do diesel.

## **2.6 Ensaios de um motor de combustão e suas curvas características**

Explica STONE (1997) que o ensaio de motores de combustão interna é uma importante fase da pesquisa, desenvolvimento e aprendizado acerca dos mesmos e que os meios usados para pesquisa podem ser bastante instrumentalizados, com controle computadorizado do teste e da aquisição dos dados.

### **2.6.1 Dinamômetros e ensaios de motores**

Define OBERT (1971) que a medição de potência, trabalho executado na unidade de tempo, tem importância fundamental na análise do desempenho de um motor e para determiná-la utilizam-se freios, de diferentes "naturezas", que são conhecidos como "dinamômetros". A escolha do tipo de dinamômetro depende da finalidade a que se destina o equipamento. Se a capacidade de absorção for o fator preponderante o dinamômetro de correntes de Foucault (elétrico) ou de Froude ou Vane (hidráulicos) deverão ser escolhidos tendo em vista o seu preço relativamente baixo e o fato de serem ambos adequados para elevadas rotações.

Segundo CAMARGO (2003), os dinamômetros hidráulicos podem ser utilizados para medição de potência na maioria dos motores endotérmicos.

Para STONE (1997), o dinamômetro é, talvez, o item mais importante num banco de provas de motores sendo utilizado para medir a potência do motor, seu torque e consumo de combustível. Aponta que a principal desvantagem de um dinamômetro elétrico é o custo inicial e a limitação de rotação em cerca de 3000 rpm.

Define POYDO (2003) que é importante conhecer a norma (padrão) sob a qual foram efetuados os ensaios em dinamômetros, pois de acordo com o padrão técnico-normativo escolhido, haverá diferença nos valores obtidos, para maior ou para menor.

As normas utilizadas, geralmente são:

- SAE – Sob esta norma testam-se os motores com (SAE líquida) ou sem (SAE bruta) os agregados de série, pois estes consomem alguns kW do motor: alternador, bomba d'água, polias diversas, filtro de ar, coletor de escapamento, etc. O teste é realizado sob condições de temperatura ambiente de 15,6°C, umidade relativa de 0%, e pressão atmosférica de 760 mmHg (101, 325Pa).
- IGM – Norma italiana similar à Norma DIN.
- DIN – Testam-se os motores da forma como serão aplicados no veículo ou máquina agrícola, ou seja, com todos os agregados de série, às mesmas condições ambientais padrão SAE.
- ABNT – Desenvolvida com base nos parâmetros da DIN alemã, às condições ambientais:  $t = 25^{\circ}\text{C}$ , à pressão de ar seco que representa a média das dez principais cidades brasileiras e é igual a 99 kPa.

A Norma NBR ISO 1585 define que a potência efetiva líquida é a potência desenvolvida pelo motor com todos os equipamentos e acessórios necessários ao seu funcionamento autônomo na sua aplicação particular, e que constituem estes, se existirem:

- Bomba de óleo lubrificante;
- Bomba do líquido de arrefecimento do motor;
- Equipamento de controle de emissões;
- Gerador (operando vazio);
- Coletores de admissão e escapamento;
- Ventoinha do motor (para arrefecimento a ar);

- Filtro de ar;
- Silenciosos de admissão e escapamento;
- Dispositivos de aquecimento do coletor de admissão;
- Freio motor de escapamento;
- Filtro de combustível;
- Pós-arrefecedor do ar de admissão;
- Ventilador do radiador (motores arrefecidos a líquido).

Ainda, define que potência observada é a potência disponível no volante do motor nas condições atmosféricas, em que o ensaio foi realizado e que potência reduzida é a potência observada, reduzida às condições atmosféricas de referência com o uso de fatores multiplicativos.

### **2.6.2 Curvas características de motores**

Determina CHOLLET (1981) que qualquer que seja o tipo de freio dinamométrico empregado: hidráulico, mecânico ou elétrico, o motor é normalmente testado com o acelerador totalmente aberto, ou seja, à plena carga de alimentação para fornecer a máxima potência. Regulando a eficácia de frenagem, pode-se diminuir a velocidade de rotação do motor até o frear completamente. Para conhecer as características exatas do motor, mede-se a sua potência em diversos regimes de rotação. Inicia-se pelos baixos regimes (1500 rpm, por exemplo) e após sobe-se a rotação a intervalos definidos, até o regime máximo onde a potência começa a diminuir. Os resultados irão constituir as curvas características do motor. Geralmente, para caracterizar o desempenho de um motor de combustão interna, utilizam-se as curvas de torque, potência e de consumo específico de combustível em função da rotação do motor.

Para RAHDE (2002), o conhecimento das características exatas de um motor de combustão é possível se sua potência é medida em diversos regimes de rotação começando-se pelos baixos regimes (1000 rpm) e subindo de 250 em 250 rpm, por exemplo, até o regime máximo, a partir do qual a potência começa a

diminuir. Os resultados obtidos permitem traçar a curva de potência do motor. Traça-se, geralmente, também a curva de torque. O torque é indicado em N.m e, atualmente, tende-se a dar mais importância ao torque que à potência. De fato, o torque motor depende diretamente do impulso transmitido pelos pistões ao virabrequim. O torque informa de modo preciso, sobre o enchimento dos cilindros e sobre a força expansiva da carga aspirada e queimada. A curva de potência (em kw) é o produto do torque do motor em N.m pela velocidade de rotação do motor em rpm. Durante os testes no dinamômetro, mede-se com exatidão o consumo do combustível para cada regime de rotação. Conhecendo-se a potência desenvolvida, deduz-se o consumo específico de combustível em  $\text{g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$ .

Segundo o boletim técnico nº 1 do CENEA (1982), o conjunto de curvas características de um motor para máquinas agrícolas deve incluir: potência, torque e potência em função da rotação do motor. No caso específico de tratores, o que se necessita conhecer é a potência disponível na TDP e na barra de tração cujos valores variam de trator para trator. Para tratores, o acréscimo de torque é uma medida que define a versatilidade de um motor, a sua capacidade de aumentar o torque à medida que há uma redução da rotação, tal medida é chamada de reserva de torque. Quanto maior é essa reserva de torque, tanto melhor é a adequação do motor à agricultura. Os motores ciclo diesel, não turbinados, para tratores agrícolas poderiam ser classificados, quanto à sua reserva de torque entre os pontos de potência e torque máximos. Há pouco mais de uma década, os níveis de reserva de torque, eram considerados como sendo:

- Bom – acima de 15%
- Razoável – entre 15 e 10%
- Pouco – abaixo de 10%.

Tal classificação não pode, atualmente, ser considerada, pois a maioria dos motores atuais para tratores possuem uma reserva próxima a 30%. Tratores com motores turbinados possuem reserva de torque maior, normalmente acima de 30%. A rotação de torque máximo deve situar-se entre 50 e 75% da rotação nominal do motor.

### 3 MATERIAL E MÉTODOS

#### 3.1 Local do experimento

Todos os procedimentos e trabalhos realizados para a avaliação de desempenho do motor objeto do teste, adaptado à alimentação com combustível à base de mistura diesel/biodiesel, foram desenvolvidos na oficina mecânica Jorge Automecânica, situada à Rua Carlos Cavalcante nº 452, Cascavel, PR, Brasil.

#### 3.2 Motor utilizado

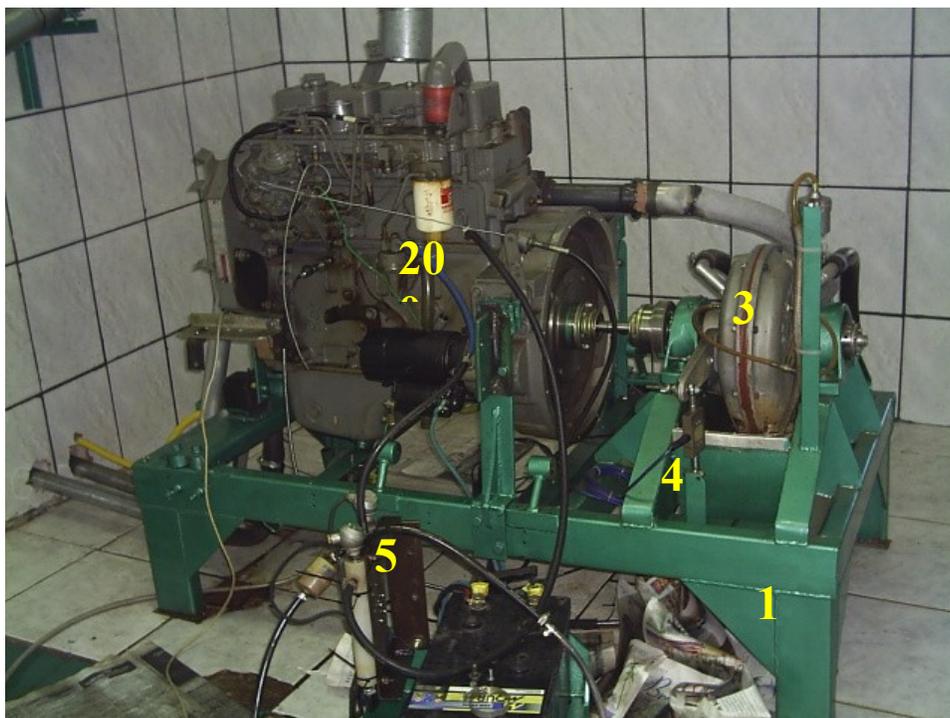
O motor utilizado no experimento tem emprego industrial e/ou automotivo. Na Tabela 2, estão reunidas suas principais características técnicas originais.

**Tabela 2** - Características técnicas originais do motor de teste

<i>Item</i>	<i>Característica</i>
Marca/modelo	CUMMINS, 4BTA3.9 ( para os ensaios a turbina foi retirada)
Número de cilindros	4 (quatro), verticais
Diâmetro nominal do cilindro	102 mm
Curso do pistão	91 mm
Ciclo	Diesel de 4 tempos
Relação de Compressão	16,5:1
Cilindrada total	3920 cm <sup>3</sup> (3,92 litros)
Sistema de combustão	Injeção indireta, câmara de pré-combustão
Massa	350 kg
Rotação marcha-lenta	750 rpm
Potência máxima nominal	102,97 kW (140 cv) a 2500 rpm
Torque máximo nominal	41daN.m (40,2 kgf.m) a 1600 rpm

Fonte: Manual de especificações dos motores Cummins série "B"

O motor está representado na Figura 1 – item 2.



**Figura 1** – Motor adaptado à base do dinamômetro. 1- Suporte, 2- Motor, 3- Turbina Hidráulica, 4- Célula de Carga, 5- Fluxômetro.

### 3.3 Combustíveis utilizados

O biodiesel utilizado durante os testes foi adquirido da empresa BIOLIX – Indústria e Comércio de Combustíveis Vegetais LTDA, Rolândia, Paraná (Figura 2). Este combustível foi obtido através do processo de transesterificação etílica do óleo de soja.



As misturas foram preparadas por bateladas, utilizando-se a mesma remessa de óleo diesel e biodiesel visando manter uniformidade nos resultados dos ensaios.

Na troca das misturas, aguardava-se 15 minutos para o início da tomada de valores, a fim de garantir que o restante da mistura anterior já havia sido consumida e/ou expelida pelo retorno do sistema de combustível do motor em teste.

### **3.4 Condições de carga de alimentação**

Os valores de torque e potência foram determinados somente em condição de máximo débito, ou seja, na condição de máxima aceleração. Os testes foram realizados com base nas norma brasileira NBR ISO 1585 da ABNT (1996). Tais normas determinam os procedimentos de apresentação de desempenho de motores alternativos de combustão interna e os métodos de ensaio de motores de combustão interna de ignição por compressão (ciclo Diesel) ou ignição por centelha (ciclo Otto) de velocidade angular variável, respectivamente.

Para a condição de máxima aceleração, foram observados e registrados os valores de torque a intervalos de 50 rpm, desde 1000 a 2800 rpm. A faixa de rotação de 1000 a 2800 rpm é a faixa característica de utilização do motor avaliado. Essa faixa de rotação considerada deve conter os pontos de máxima potência, de máximo torque (máximo momento de força) e de mínimo consumo específico de combustível.

### **3.5 Descrição da bancada dinamométrica para ensaio de motores**

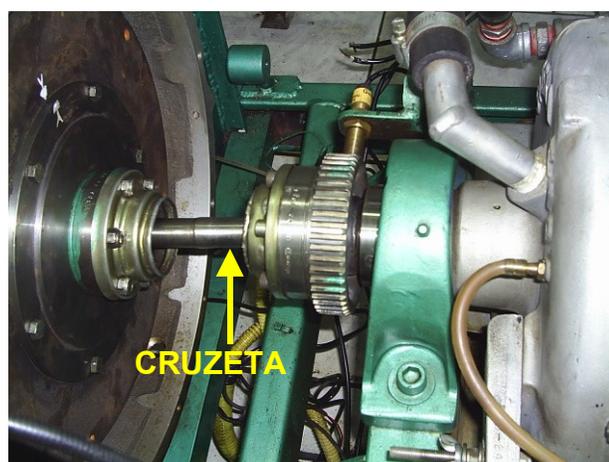
Para um melhor entendimento da estrutura montada (Figura 1) e os procedimentos realizados durante os ensaios, dividiu-se o equipamento em grupos descritos a seguir.

### **Unidade de suporte**

É constituída basicamente de uma estrutura amortecedora de vibrações (Figura 1 - item número 1), composta de suporte com guias para assentamento e fixação do motor testado (item 2).

O motor teve de ser adaptado à base existente no dinamômetro, devido à incompatibilidade das furações e coxins para absorção de vibrações.

O motor foi conectado diretamente ao eixo da turbina hidráulica do dinamômetro através de um sistema composto por duas juntas do tipo “cruzeta” (Figura 3) para prevenir quaisquer possíveis desalinhamentos durante o teste.



**Figura 3** - Detalhe da cruzeta unindo o volante do motor (esquerda da foto) e a turbina hidráulica (direita da foto).

### **Unidade auxiliar de arrefecimento**

Sua função é a de prover o arrefecimento do motor com um sistema de arrefecimento a água, que é comparado aos radiadores dos motores dos automóveis.

O sistema de arrefecimento do motor (radiador com ventilação forçada) foi instalado do lado externo da sala (Figura 4).



**Figura 4** - Sistema de arrefecimento do motor.

### 📖📖📖📖 Turbina hidráulica

É o elemento do dinamômetro que realiza a variação da carga imposta ao motor, alterando dessa maneira sua rotação. A carga imposta ao motor varia de acordo com as grandezas de pressão e vazão da entrada de água em seu rotor. A turbina hidráulica está representada na Figura 1 – item 3.

### 📖📖📖📖 Unidade de operação e controle

É constituída por diversos equipamentos e tem como função comandar os sistemas agregados ao dinamômetro como por exemplo a ventilação da sala de testes, partida do motor e também outras funções do motor como aceleração e carga imposta.

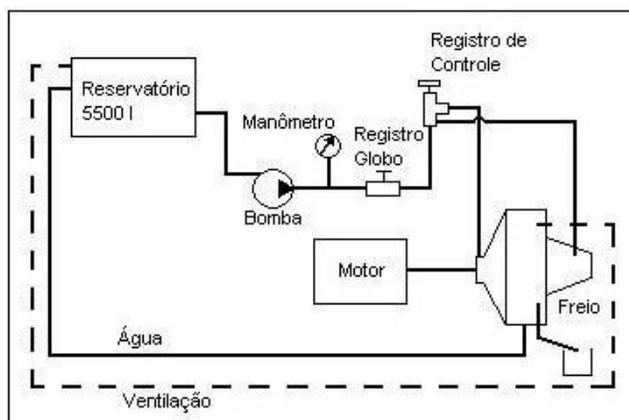
Também se pode fazer a leitura de temperatura do motor, pressão do óleo e tensão da bateria.

O registro de globo (Figura 5) determina o volume de água introduzido na turbina hidráulica do dinamômetro aplicando, em conseqüência, uma maior ou menor carga no eixo virabrequim do motor promovendo assim, variações de rotação do mesmo.



**Figura 5** - Mesa de operação e controle do dinamômetro.

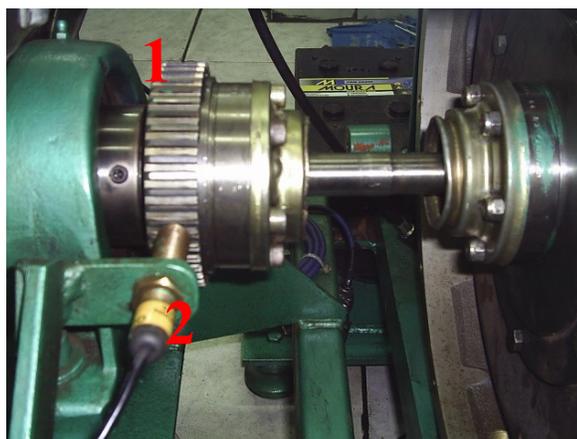
A Figura 6 apresenta, de forma esquemática, o funcionamento do dinamômetro hidráulico utilizado no trabalho de pesquisa.



**Figura 6** – Esquema de instalação do freio dinamométrico.

### 📄🖨️📱📡 Unidade de monitoramento de dados do dinamômetro

O software é alimentado com valores de força dados pela célula de carga (Figura 1 – item 4) e rotações registradas pelo sensor indutivo fixado próximo a roda dentada mostrados na Figura 7. O sensor utilizado é um sensor indutivo.



**Figura 7** – 1-) Roda dentada. 2-) Sensor de rotação do dinamômetro.

Sabendo-se o número de dentes da roda, o sensor registra o número de dentes que passam em determinado tempo, fornecendo dados para calcular-se a rotação do motor.

Com o valor de força registrado pela célula de carga (Figura 8) e a distância do braço de alavanca tem-se o valor de torque, através da equação 1:

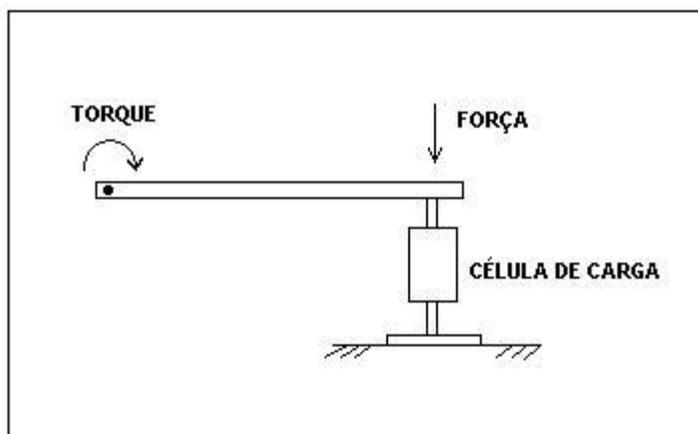
$$T = F \cdot d \quad (1)$$

Onde:

T = Torque (N.m);

F= Força (N);

d = Distância entre o ponto de aplicação da força e o ponto onde será aplicado o torque (m).



**Figura 8** – Representação esquemática do funcionamento da célula de carga para leitura de torque do dinamômetro.

Tendo o valor de rotação e torque correspondentes, registra-se o par de valores. Esse procedimento ocorre inúmeras vezes durante o teste do motor, gerando a curva de torque do motor.

Para cada teste realizado para avaliação de torque, potência e consumo do motor, foram também observadas e anotadas as condições atmosféricas: temperatura (  $t$  ), pressão (  $p$  ) e umidade relativa (  $u$  ). Estes valores serviram para a aplicação dos fatores de correção específicos devido às variações destas condições, conforme determinam as normas de ensaio de motores. Este acompanhamento foi realizado através da estação barométrica (Figura 9).

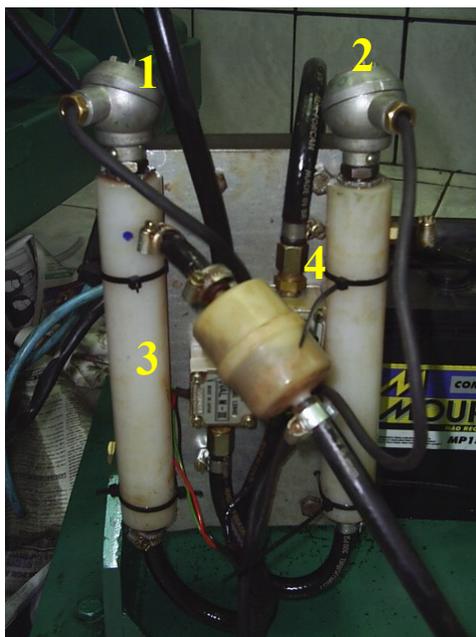


**Figura 9** - 1-) No detalhe a estação barométrica. 2-) Visualização dos parâmetros para controle do ensaio.

#### 📄👉👉🕒 **Unidade de aquisição de dados para determinação do consumo de combustível**

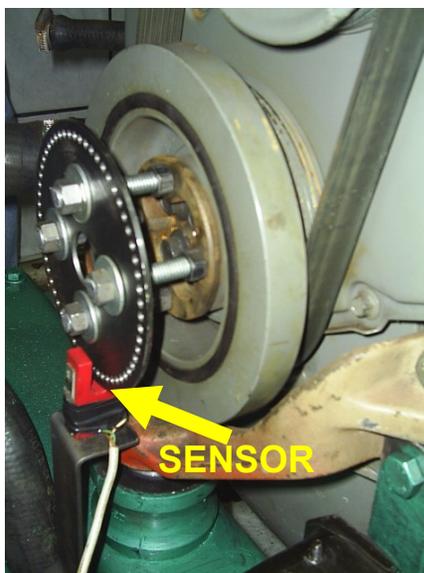
Para a determinação do consumo de combustível foi utilizado um fluxômetro. Esse dispositivo é constituído por dois medidores de fluxo instalados em série com dois medidores de temperatura, para monitorar o débito e o retorno da bomba injetora, conforme descrito por LOPES et al. (2003).

O fluxômetro está representado na Figura 10. Os sensores de temperatura são do tipo PT-100 (itens 1 e 2) e os medidores de fluxo são da marca Oval modelo Flowmate M-III LSN 40 com precisão de 1 mL por pulso (itens 3 e 4).



**Figura 10** - Fluxômetro. Os sensores de temperatura estão indicados pelos números 1 e 2, e os sensores de fluxo pelos números 3 e 4.

Para obter-se o gráfico de consumo específico de cada mistura necessita-se de um par de coordenadas que são (rotação x consumo específico). A rotação obtida pelo sensor indutivo mostrado na Figura 11 é armazenada no sistema computadorizado de aquisição e armazenamento de dados do tipo micrologger CR23X da marca CAMPBELL SCIENTIFIC INC. (Figura 12).



**Figura 11** - Sensor para a medição da rotação registrada no sistema de aquisição e armazenamento de dados computadorizado.

O sensor em destaque na Figura 11 atuava em conjunto com um disco perfurado próximo a sua região periférica, com 60 pulsos/volta. A rotação foi calculada através do número de vezes que o feixe de luz do sensor é interrompido em certa fração de tempo e a quantidade total de furos do disco.



**Figura 12** - Micrologger e notebook para aquisição e armazenamento dos dados relativos a consumo de combustível.

### 3.6 Descrição dos ensaios no dinamômetro

Para os ensaios efetuados, foram registrados os seguintes dados: torque, rotação, pressão atmosférica local, temperatura local, umidade relativa local, temperatura de entrada e retorno de combustível, volume consumido de combustível e tempo de consumo deste combustível.

#### Determinação das curvas de potência e torque

O motor foi ensaiado com máxima aceleração e variação de torque em um dinamômetro de absorção hidráulica, dotado de um sistema de aquisição de dados computadorizado.

Tomaram-se apenas os valores indicados de força aplicada diretamente no ponto de apoio do braço de alavanca do dinamômetro, que, multiplicados pelo comprimento dessa alavanca, passam a ser valores de torque instantâneo do motor, conforme equação 1. Como foram estabelecidos intervalos de rotação de 50 em 50 rpm, variando entre os limites de 1000 e 3000 rpm, pôde-se montar uma planilha com os dados de torque e, conseqüentemente, de potência para cada faixa de rotação do motor.

A equação 2 utilizada para o cálculo de potência é:

$$P = \frac{T \cdot n}{9549,3} \quad (2)$$

Onde:

P = Potência (kW);

T = Torque (N.m);

n = Rotação do motor (rpm);

9550 = Fator de conversão.

O programa computacional de interpretação dos resultados, disponível, apresenta curvas de potência e torque, além de planilhas com os dados obtidos. A partir destes dados, calcula-se e aplicam-se os índices de correção da potência, de acordo com a prescrição da norma brasileira NBR ISO 1585 da ABNT (1996), em função das condições atmosféricas no momento do ensaio. As condições atmosféricas são registradas pela estação barométrica que se encontra indicada na Figura 9.

A equação 3 indica a utilização do fator de correção pelo qual a potência observada deve ser multiplicada para determinar a potência do motor nas condições atmosféricas de referência (  $P = 99 \text{ Kpa}$  e  $T = 298 \text{ K}$  ).

$$P_{REF} = \alpha \cdot P_Y \quad (3)$$

Onde:

$P_{REF}$  = Potência do motor nas condições atmosféricas de referência;

$\alpha$  = Fator de correção;

$P_Y$  = Potência medida (observada).

Por sua vez, o fator de correção  $\alpha$  é dado pela equação 4:

$$\alpha = (f_a)^{f_m} \quad (4)$$

Onde:

$\alpha$  = Fator de correção;

$f_a$  = Fator atmosférico;

$f_m$  = Parâmetro característico para cada tipo de motor e ajuste.

O fator atmosférico indica o efeito das condições do meio ambiente (pressão, temperatura e umidade) sobre o ar aspirado pelo motor e deve ser calculado pelas equações 5, 6 ou 7 de acordo com os casos abaixo:

- Motores naturalmente aspirados, motores mecanicamente sobre-alimentados e motores turbo-alimentados, com válvulas de alívio operantes:

$$f_a = \left( \frac{99}{p_d} \right) \cdot \left( \frac{T}{298} \right)^{0,7} \quad (5)$$

- Motores turbo-alimentados sem pós-arrefecimento do ar ou com pós-arrefecedor tipo ar/ar:

$$f_a = \left( \frac{99}{p_d} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{T}{298} \right)^{1,2} \quad (6)$$

- Motores turbo-alimentados com pós-arrefecimento do ar pelo líquido de arrefecimento do motor:

$$f_a = \left( \frac{99}{p_d} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{T}{298} \right)^{0,7} \quad (7)$$

Onde:

T = Temperatura absoluta na entrada do motor (K);

$p_d$  = Pressão barométrica total menos a pressão do vapor de água (Kpa).

O fator  $f_m$  é função do parâmetro da vazão corrigido de combustível ( $q_c$ ) e é calculado pela equação 8:

$$f_m = 0,0036 \cdot q_c - 1,14 \quad (8)$$

Onde:

$$q_c = \frac{q}{r} \quad (9)$$

E por sua vez:

$r$  = é a relação entre a pressão estática absoluta na saída do sobrealimentador ou pós-arrefecedor de ar, se equipado, e a pressão ambiente ( $r = 1$  para motores de aspiração natural);

$q$  = parâmetro da vazão do combustível, em miligramas por ciclo por litro do volume deslocado do motor ( $\text{mg.L}^{-1}.\text{ciclo}^{-1}$ ) e é dado pela equação 10:

$$q = \frac{Z \cdot Q_c}{d \cdot n} \quad (10)$$

Onde:

$Z = 120000$  para motores de 4 tempos e  $Z = 60000$  para motores de 2 tempos;

$Q_c$  = Vazão de combustível ( $\text{g.s}^{-1}$ );

$d$  = Deslocamento (L);

$n$  = Rotação do motor ( $\text{min}^{-1}$ ).

A equação para o fator do motor,  $f_m$ , é somente válida para um valor de  $q_c$  entre  $37,2 \text{ (mg.L}^{-1}.\text{ciclo}^{-1}) \leq q_c \leq 65 \text{ (mg.L}^{-1}.\text{ciclo}^{-1})$ . Para valores menores que  $37,2 \text{ (mg.L}^{-1}.\text{ciclo}^{-1})$ , um valor constante de  $0,2$  deve ser adotado para  $f_m$ , enquanto que para valores de  $q_c$  maiores que  $65 \text{ (mg.L}^{-1}.\text{ciclo}^{-1})$ , um valor constante de  $1,2$  deve ser adotado para  $f_m$ .

Deste modo, de acordo com a leitura de rotação e força no seu braço de alavanca, o software utilizado pelo dinamômetro fornece o torque e a potência instantânea corrigida.

### **Determinação do consumo de combustível**

Para a determinação do consumo específico de combustível, foi utilizado o sistema descrito no item 3.5.6.

Antes da leitura dos dados, esperou-se que o motor atingisse um regime estável para cada rotação ensaiada.

O consumo de combustível foi determinado em todas as parcelas experimentais em unidade de volume (mL), por meio da diferença entre o volume de combustível que passa pela bomba injetora e o volume de combustível que retorna do motor, obtendo-se assim o volume realmente consumido pelo motor. Juntamente com o volume de combustível foi monitorada a temperatura do mesmo fornecida em °C, também em ambos os pontos, antes e depois da bomba injetora. A temperatura foi monitorada através de dois sensores de temperatura instalados em série, um antes e outro depois da bomba injetora.

Dessa forma, monitora-se o volume e a temperatura do combustível que vai para a bomba injetora e o volume e a temperatura de combustível que retorna para o tanque de combustível, obtendo-se exatamente o volume consumido pelo motor. A temperatura é importante para a obtenção do consumo mássico, pois qualquer substância se expande ou se contrai de acordo com a variação de temperatura, induzindo a um erro na estimativa do consumo volumétrico.

### 3.6.2.1 Consumo horário em volume

Através da diferença entre a quantidade de combustível que passou pela bomba injetora e o combustível que retornou ao tanque determinou-se o consumo horário em volume em cada bateria de testes. O consumo horário é calculado através da equação 11.

$$Chv = \frac{C \cdot 3,6}{t} \quad (11)$$

Onde:

Chv = Consumo horário em volume (L.h<sup>-1</sup>)

C = Volume consumido (mL)

t = Tempo de teste (s)

3,6 = Fator de conversão.

### 3.6.2.2 Consumo horário em massa e consumo específico

Para calcular o consumo mássico de combustível em função do tempo, foi necessário determinar a variação da densidade em função da temperatura de cada uma das proporções de mistura biodiesel x diesel. Este processo foi realizado no Laboratório de Química da UNIOESTE – Toledo.

As misturas foram colocadas em provetas (Figura 13) e as mesmas foram imersas em banho com controle eletrônico de temperatura (Figura 14).



**Figura 13** – Provetas utilizadas para a determinação da variação de densidade com a temperatura das misturas diesel / biodiesel.

A cuba do equipamento não possuía dimensão suficiente para abrigar todas as provetas, então foi adaptado um recipiente de vidro que recebia a água resfriada no banho através de uma mangueira de borracha. Também foi adaptada uma mangueira, para o retorno da água do recipiente para o banho.

Iniciou-se a leitura de densidade em 75 ° C e reduziu-se a temperatura gradativamente para dar seqüência a leitura das densidades.



**Figura 14** – Banho eletrônico e cuba adaptada para resfriamento das amostras das misturas dos combustíveis.

Por cima da água, foram colocados fragmentos de isopor a fim de evitarmos troca térmica com o ar ambiente, acelerando o processo de resfriamento e conseqüentemente acelerando a leitura das densidades.

Para obter-se a densidade de cada mistura, utilizou-se densímetros de diferentes escalas, devido à significativa variação de valores neste intervalo de temperatura.

Nesse procedimento, anotaram-se os valores de densidade em intervalos de 5 em 5 °C para uma variação total de temperatura de 15 a 75 °C. Adotou-se esta faixa de temperatura por englobar os valores de temperatura das misturas registrados durante os ensaios. Os valores de densidade obtidos estão na tabela 12A no ANEXO.

A Tabela 4 mostra as equações que representam a variação da densidade com a temperatura, que foram geradas através do software *Origin 7.5* da *OriginLab Corporation*, com uma aproximação polinomial de grau um a partir dos dados da tabela 12A do ANEXO.

**Tabela 4** - Equações que representam a variação da densidade ( $\text{kg.m}^{-3}$ ) em função da temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )

Misturas	Equações
<i>B0</i>	$D_{B0} = 863,44 - 0,6209.T$
<i>B2</i>	$D_{B2} = 863,90 - 0,6132.T$
<i>B5</i>	$D_{B5} = 864,68 - 0,6126.T$
<i>B10</i>	$D_{B10} = 867,19 - 0,6495.T$
<i>B20</i>	$D_{B20} = 879,87 - 0,6621.T$
<i>B50</i>	$D_{B50} = 881,46 - 0,6709.T$
<i>B75</i>	$D_{B75} = 888,42 - 0,6571.T$
<i>B100</i>	$D_{B100} = 894,86 - 0,6517.T$

O consumo horário em massa é calculado através da equação 12.

$$Chm = \frac{Chv \cdot D}{1000} \quad (12)$$

Onde:

$Chm$  = Consumo horário em massa ( $\text{kg.h}^{-1}$ )

$Chv$  = Consumo horário em volume ( $\text{L.h}^{-1}$ )

$D$  = Densidade de cada combustível em função da temperatura ( $\text{g.L}^{-1}$ )

1000 = Fator de conversão.

Calculando-se a diferença do consumo horário em massa de entrada e o consumo horário em massa de retorno, obtemos o consumo horário para dada rotação. Calculou-se então a média das rotações e a média dos consumos, chegando-se aos pares ordenados rotação x consumo.

Para a determinação do consumo específico de combustível, foi utilizada a equação 13:

$$Cs = \frac{Chm}{Ne} \quad (13)$$

Onde:

Cs = Consumo específico ( $\text{g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$ )

Chm = Consumo horário em massa ( $\text{g.h}^{-1}$ )

Ne = Potência efetiva (kW).

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A comparação entre torque, potência e consumo específico do motor diesel utilizando diferentes misturas de diesel / biodiesel foi feita a partir de valores máximos, registrando apenas a faixa de rotação, ou seja, principalmente verificando-se em que faixa de rotação a mistura proporcionou melhor torque e/ou potência e, conseqüentemente, a operação do motor com tal mistura deverá ser regida pela faixa de rotação de melhor rendimento.

Os gráficos apresentados foram plotados através do software *Origin 7.5* da *OriginLab Corporation*, com uma aproximação polinomial de grau dois.

A Tabela 5 apresenta os valores máximos de potência, torque e consumo específico.

**Tabela 5** - Valores máximos e mínimos obtidos durante os ensaios

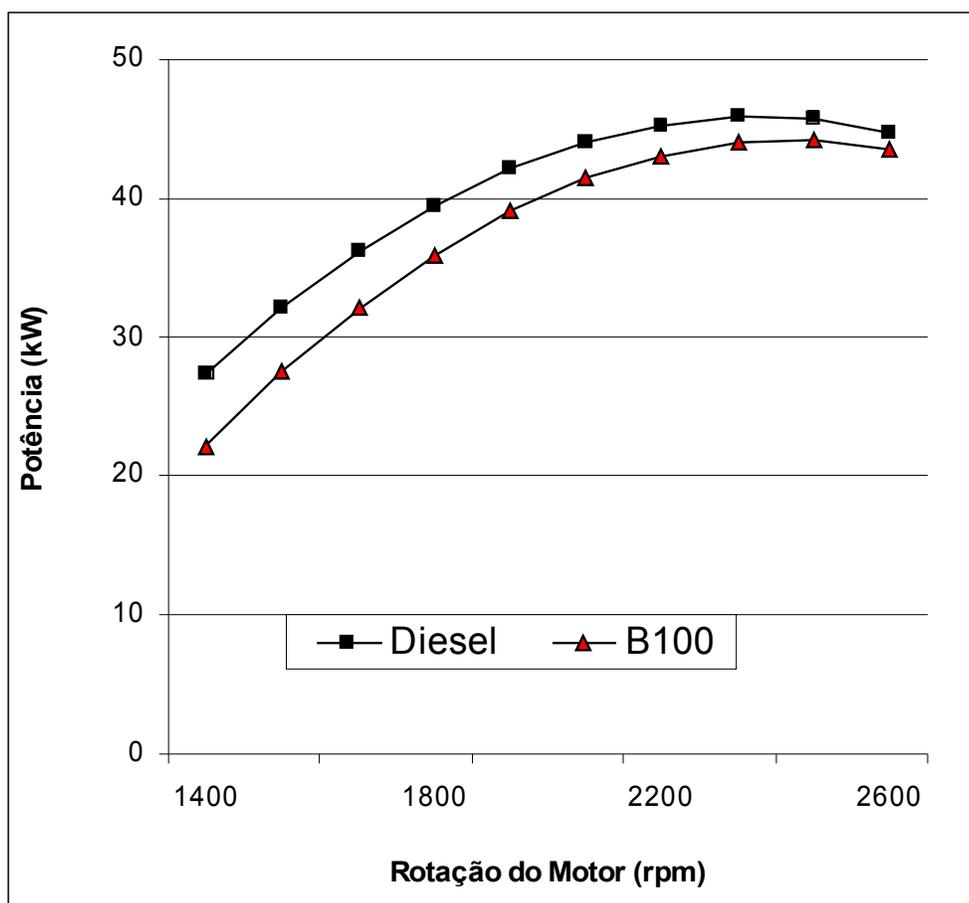
Misturas	Potência máxima (kW)	Torque máximo (N.m)	Consumo específico mínimo ( $\text{g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$ )
B0	45,8 @ 2333 rpm	206,4 @ 1800 rpm	280 @ 1667 rpm
B2	46 @ 2467 rpm	200,5 @ 1800 rpm	270 @ 1533 rpm
B5	46,3 @ 2467 rpm	201,9 @ 1800 rpm	273,3 @ 1667 rpm
B10	45,7 @ 2467 rpm	200,1 @ 1800 rpm	275,7 @ 1533 rpm
B20	47,3 @ 2333 rpm	205,1 @ 1800 rpm	275,7 @ 1667 rpm
B50	46,7 @ 2467 rpm	205,3 @ 1933 rpm	288,7 @ 1800 rpm
B75	45,9 @ 2467 rpm	202,2 @ 1933 rpm	295,8 @ 1800 rpm
B100	44,1 @ 2467 rpm	190,5 @ 1933 rpm	321,3 @ 1933 rpm

A apresentação dos resultados foi dividida por misturas:

#### 4.1 Mistura B100

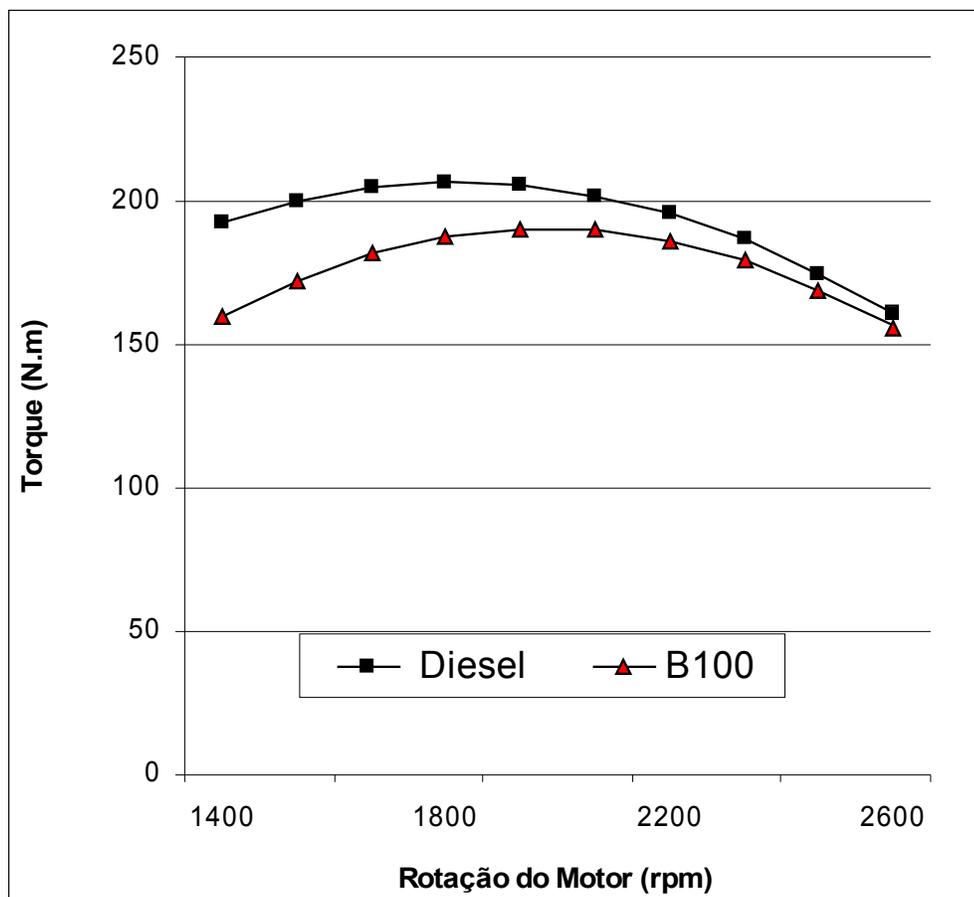
Iniciando com a comparação das misturas extremas, ou seja, diesel puro (testemunha) e biodiesel puro, observou-se que o motor apresentou desempenho inferior nos quesitos potência, torque e consumo específico, quando se utilizou 100% de biodiesel, como ocorreu com PETERSON et al. (1996).

A potência máxima para o motor operando com o B100 foi de 44,1 kW @ 2467 rpm e a potência máxima com o diesel foi de 45,8 kW @ 2333 rpm. As diferenças percentuais ao longo da curva foram variáveis, mas em todas as faixas de rotação percebeu-se que a potência desenvolvida com o B100 foi inferior (Figura 15).



**Figura 15** – Curvas de potência para o diesel e o B100.

O torque máximo utilizando o B100 foi de 190,5 N.m @ 1933 rpm e o torque máximo para o diesel mineral foi de 206,4 N.m @ 1800 rpm (Figura 16).

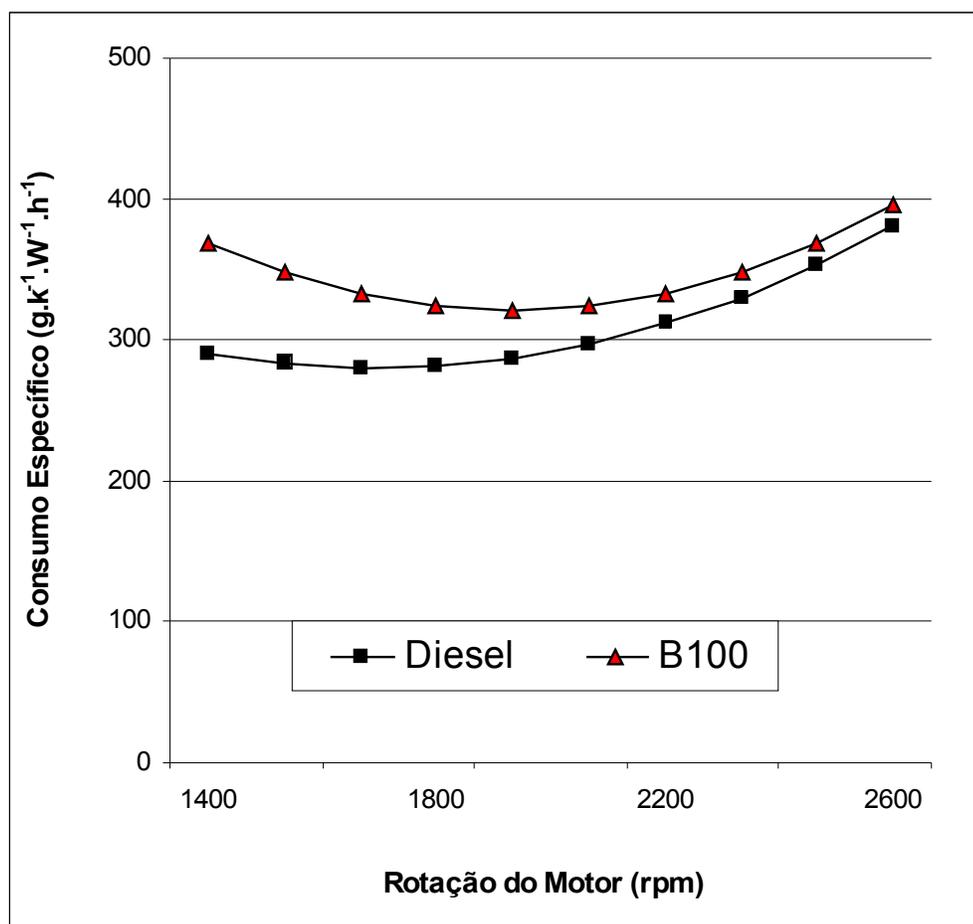


**Figura 16** – Curvas de torque para o diesel e o B100.

O consumo específico mínimo utilizando-se B100 foi de  $321,3 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1933 rpm e para o diesel foi de  $280 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm (Figura 17). Esta diferença já era esperada, devido a seu menor poder calorífico. Além disso, MSIPA et al. (1983) apontam a tensão superficial e a viscosidade como sendo os parâmetros críticos na previsão de que haverá ou não atomização apropriada para um dado combustível.

A curva de consumo específico do motor operando com B100 demonstrou valores mais próximos aos do diesel em altas rotações.

Se a diferença nos valores de torque, potência e consumo específico se mantivessem ao longo da curva, poder-se-ia simplesmente justificá-la devido a inferioridade do biodiesel em relação ao diesel na propriedade poder calorífico. Entretanto, percebeu-se um distanciamento maior entre as curvas em certa faixa de rotação, o que nos leva a afirmar que houve também uma atomização ineficiente do combustível, prejudicando desta maneira a queima do combustível.



**Figura 17** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B100.

A diferença de viscosidade entre o biodiesel e o diesel também pode ser apontada como fator importante na diferença do consumo específico, causando uma atomização deficiente, provocando queima incompleta do combustível em regimes de baixas e medias rotações.

A utilização do B100 seria interessante em rotações mais elevadas, onde as três grandezas analisadas neste trabalho chegariam a valores próximos do diesel puro.

#### 4.2 Mistura B2

A potência máxima desenvolvida pelo motor operando com B2 foi de 46 kW @ 2467 rpm e a potência máxima com o diesel foi de 45,8 kW @ 2333 rpm. Os valores de potência apresentaram-se muito próximos praticamente em toda a faixa de trabalho do motor (Figura 18).

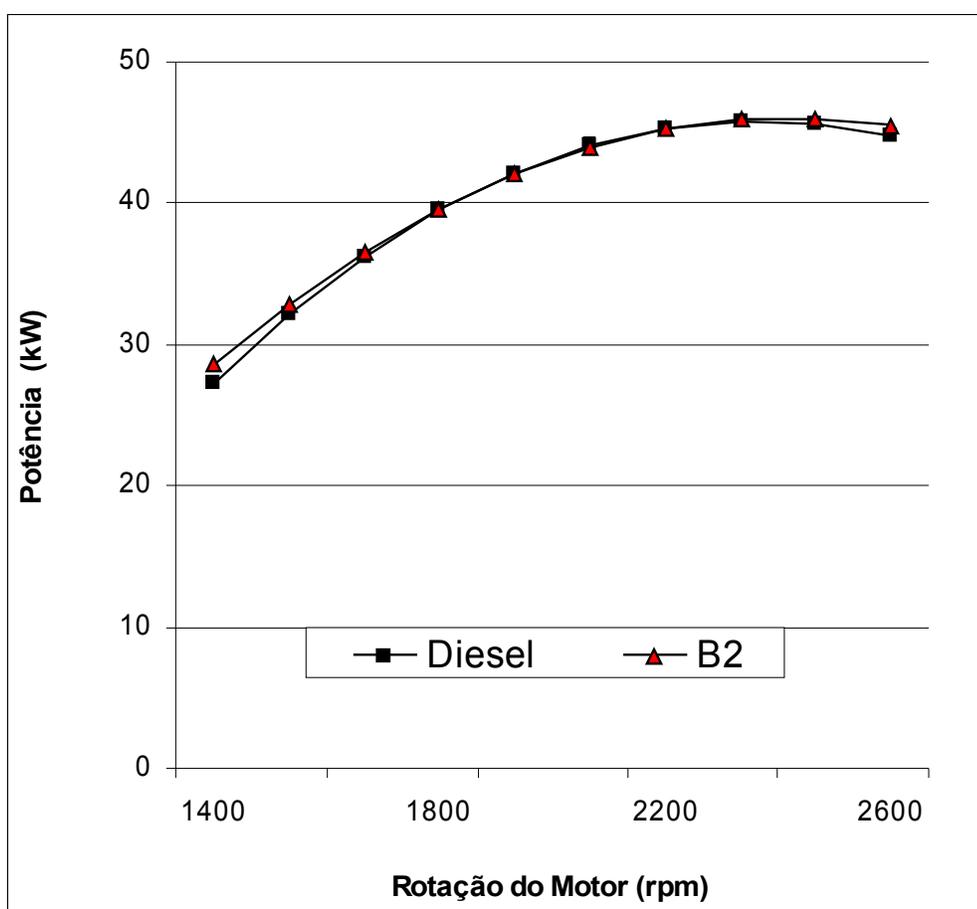
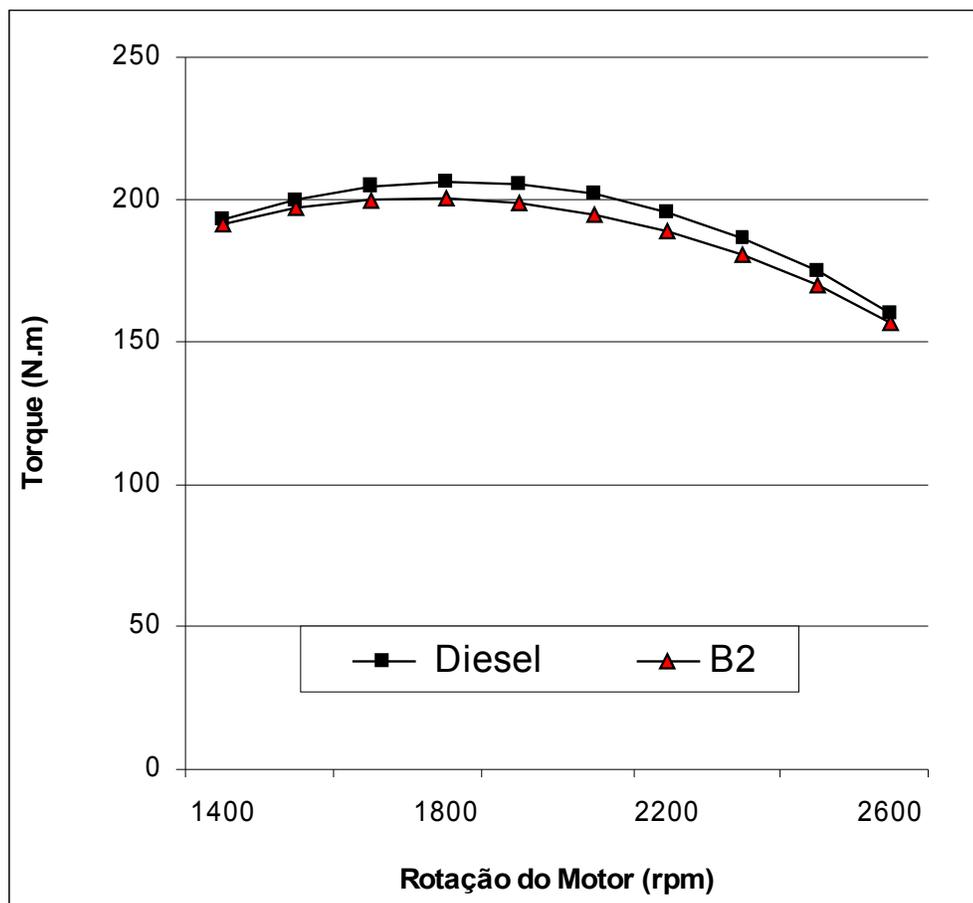


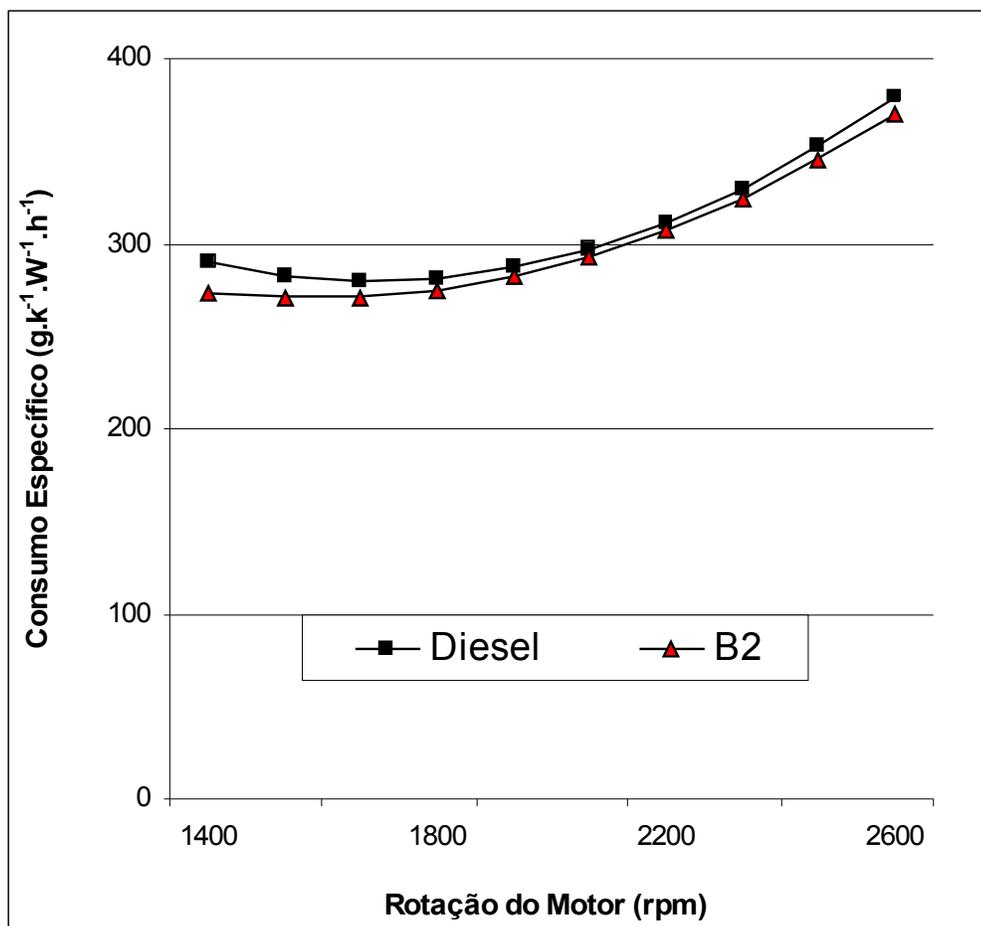
Figura 18 – Curvas de potência para o diesel e o B2.

O torque máximo para o motor operando com B2 foi de 200,5 N.m @ 1800 rpm e o torque máximo para o diesel mineral foi de 206,4 N.m @ 1800 rpm (Figura 19).



**Figura 19** – Curvas de torque para o diesel e o B2.

Na Figura 20, nota-se que com a adição de 2% de biodiesel houve uma redução no consumo específico mínimo que passou de 280 g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup> @ 1667 rpm (diesel puro) para 270 g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup> @ 1533 rpm (B2).



**Figura 20** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B2.

Nos ensaios, a mistura B2 provocou a redução do torque do motor, entretanto para motores diesel que, geralmente, são utilizados em caminhões e tratores, os quais têm seu desempenho atrelado ao torque, essa redução poderia trazer um ponto negativo à mistura.

### 4.3 B5

A potência máxima do motor operando com B5 foi de 46,3 kW @ 2467 rpm e a potência máxima operando com o diesel foi de 45,8 kW @ 2333 rpm. Os valores de potência apresentaram-se muito próximos praticamente em toda a faixa de trabalho do motor (Figura 21).

De forma discreta, percebeu-se um incremento na potência com o aumento da porcentagem do biodiesel adicionado, mas ainda o B5 não superou o diesel de forma homogênea em todas as rotações.

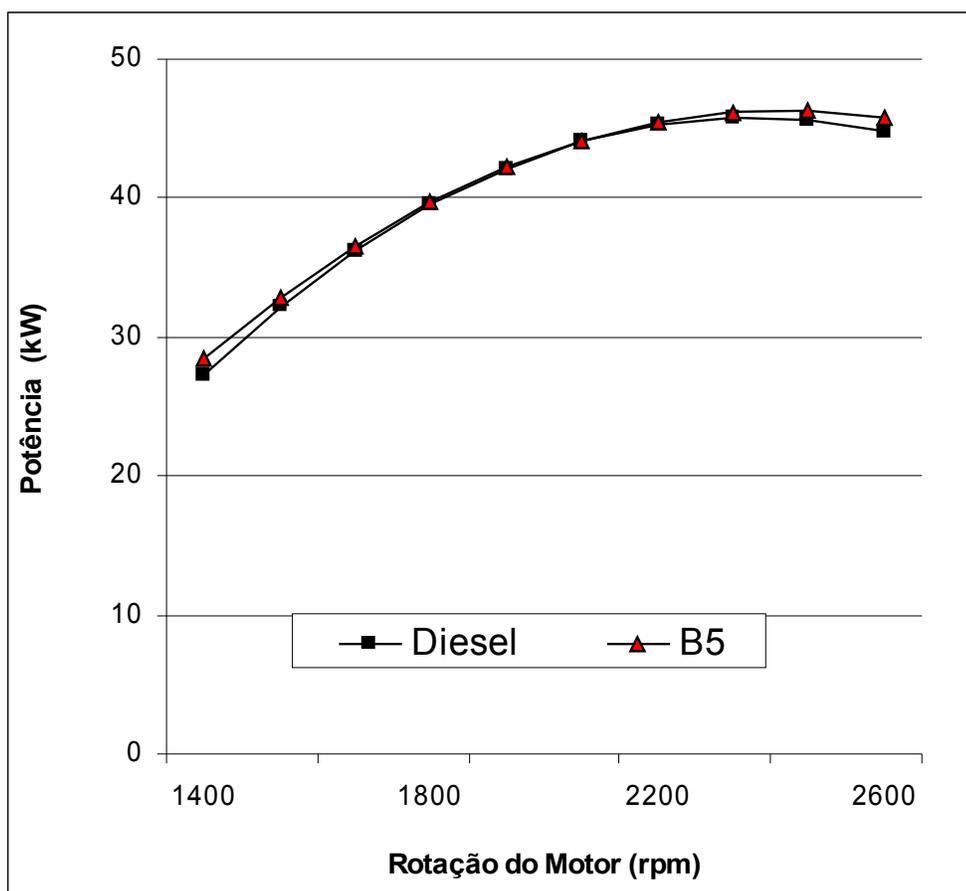
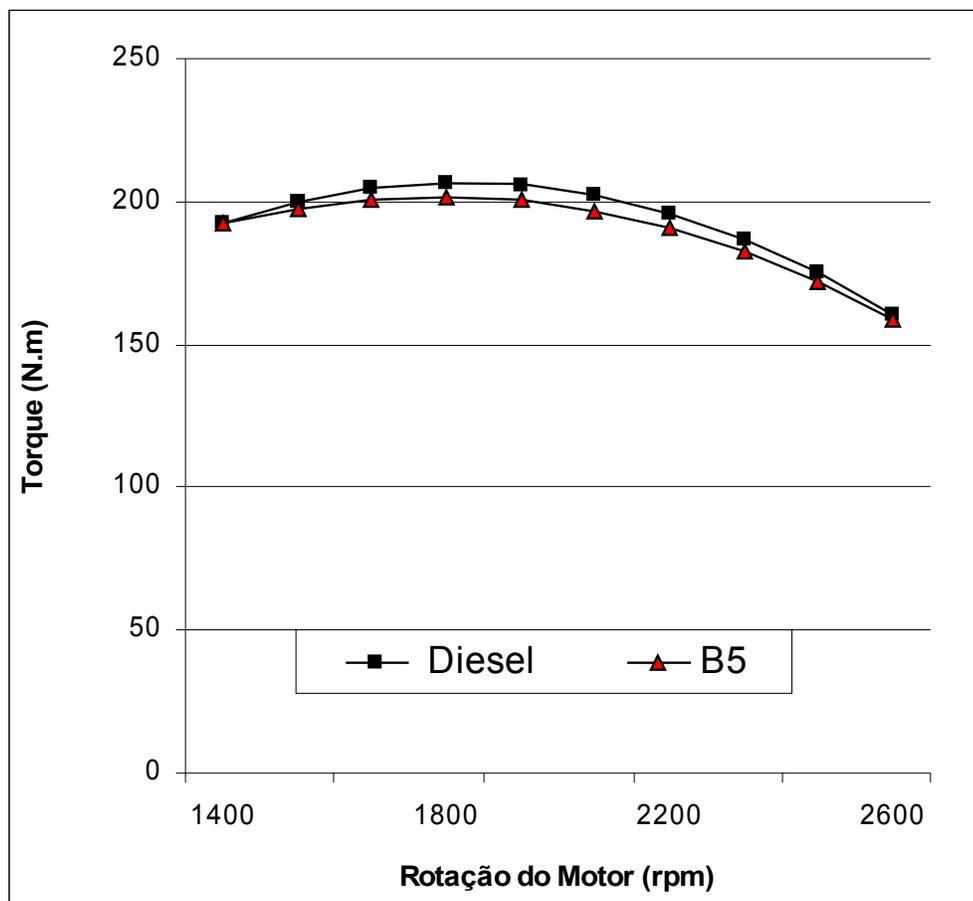


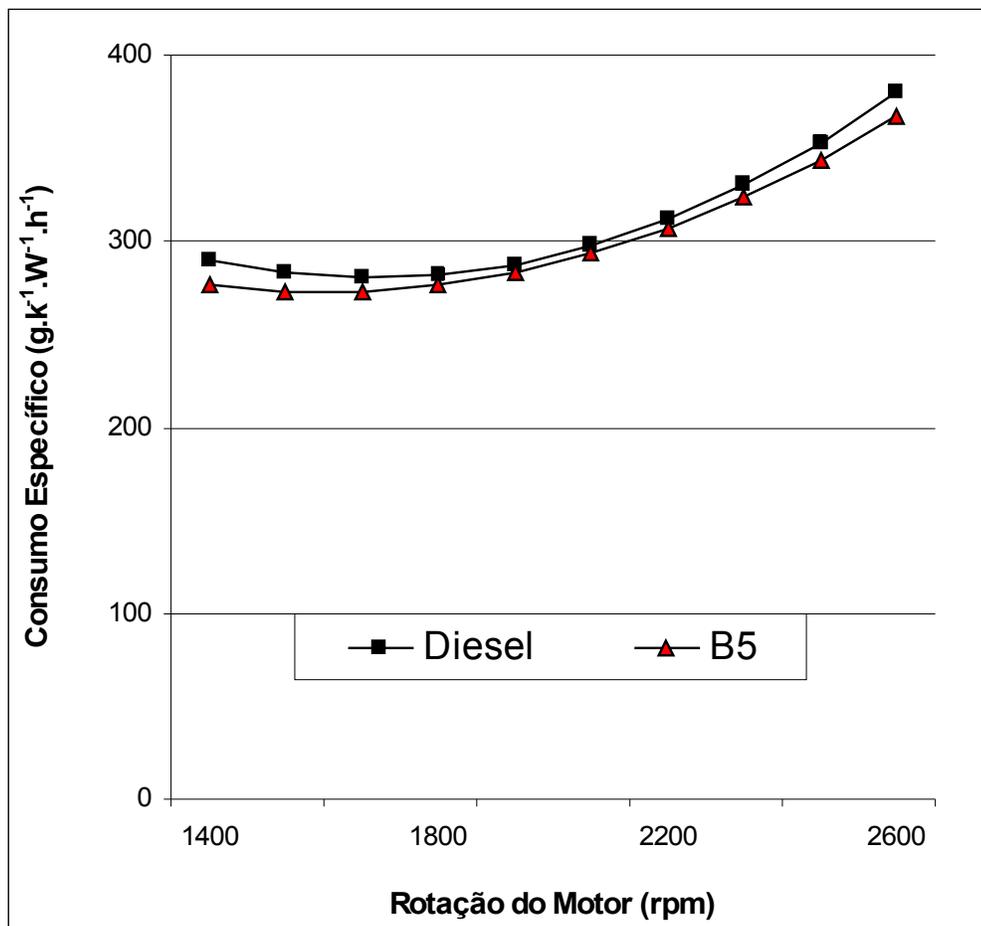
Figura 21 – Curvas de potência para o diesel e o B5.

O torque máximo do motor operando com o B5 foi de 201,9 @ 1800 rpm e o torque máximo para o diesel mineral foi de 206,4 N.m @ 1800 rpm (Figura 22).



**Figura 22** – Curvas de torque para o diesel e o B5.

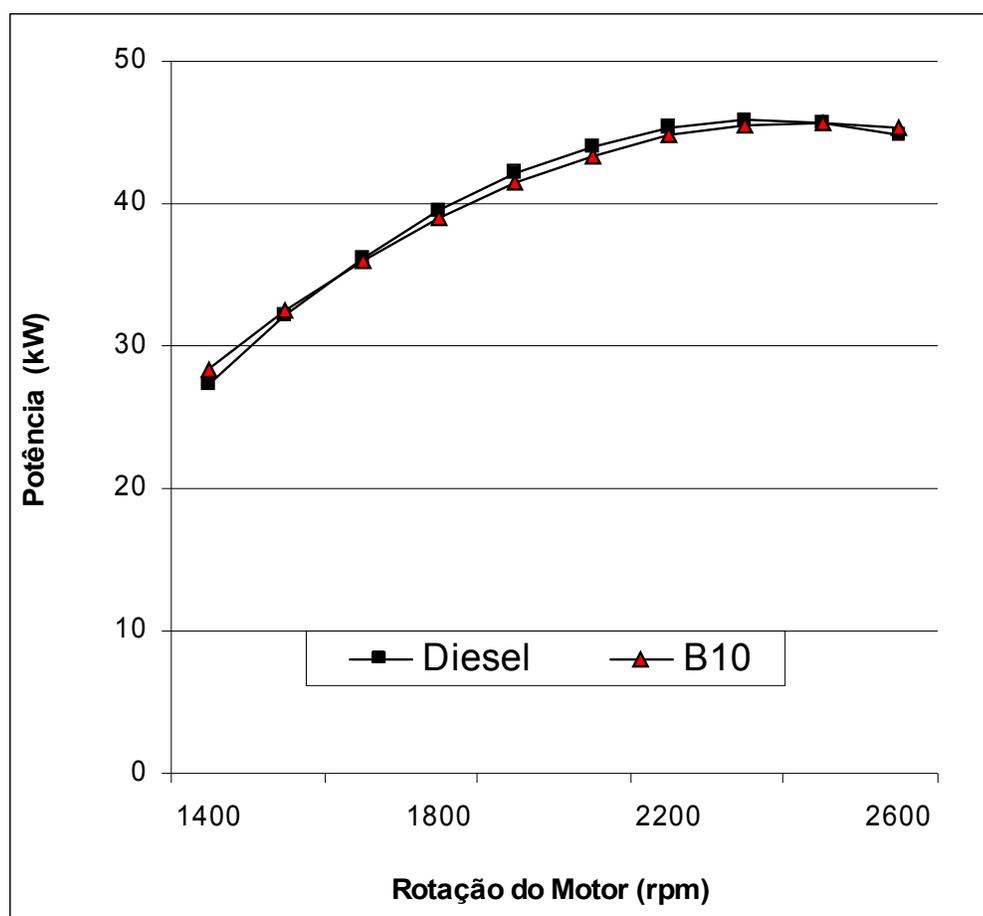
O consumo específico mínimo utilizando o B5 como combustível foi de 273,3  $\text{g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm e para o diesel foi de 280  $\text{g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm (Figura 23).



**Figura 23** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B5.

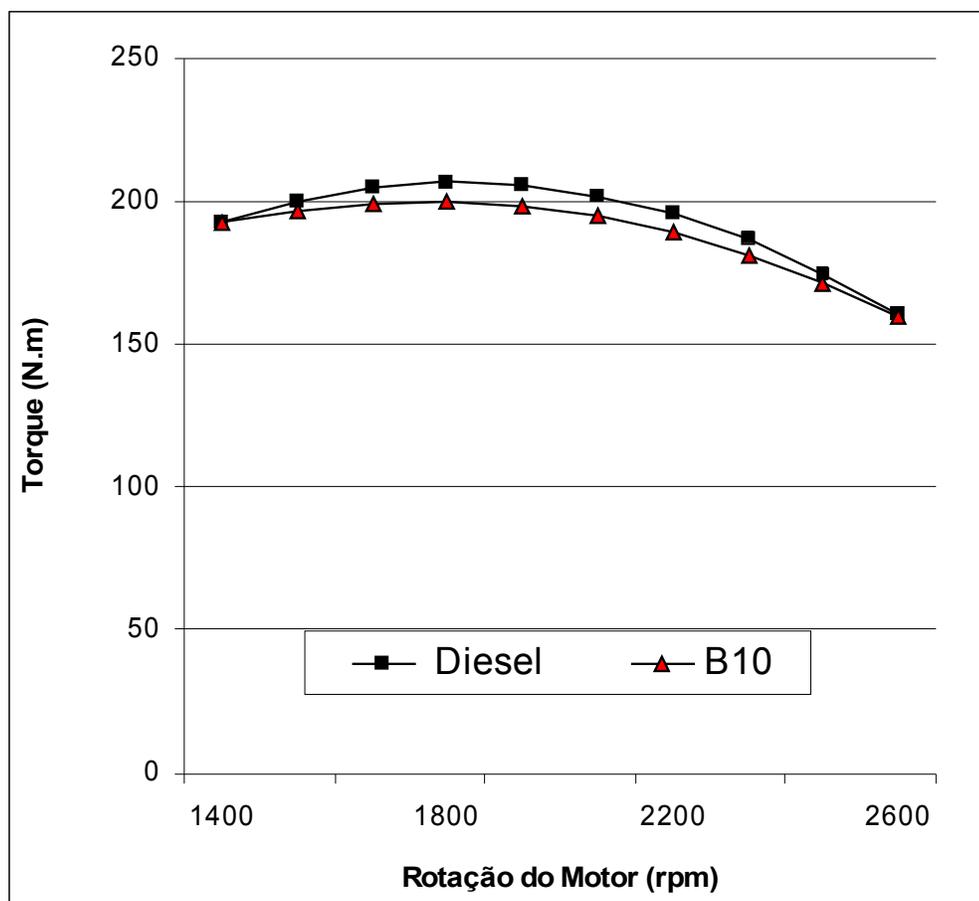
#### 4.4B10

A potência máxima utilizando o B10 foi de 45,7 kW @ 2467 rpm e a potência máxima com o diesel foi de 45,8 kW @ 2333 rpm (Figura 24).



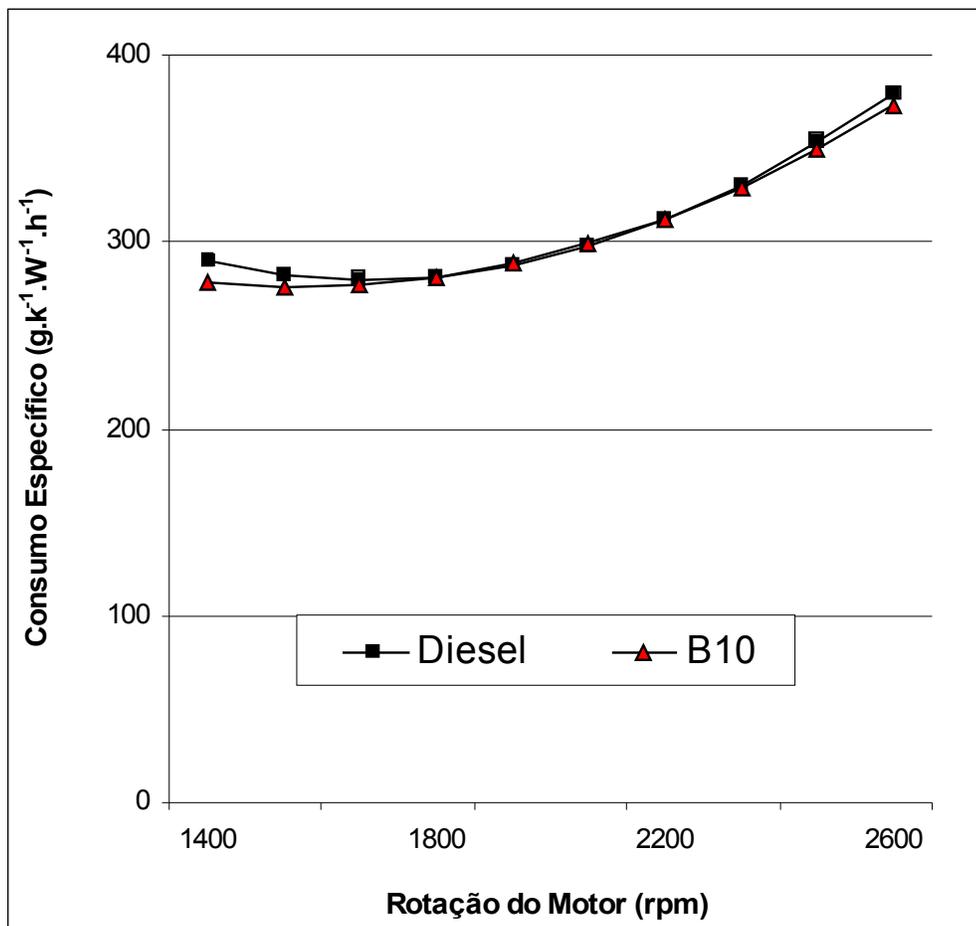
**Figura 24** – Curvas de potência para o diesel e o B10.

O torque máximo utilizando o B10 foi de 200,1 N.m @ 1800 rpm e o torque máximo para o diesel mineral foi de 206,4 N.m @ 1800 rpm (Figura 25).



**Figura 25** – Curvas de torque para o diesel e o B10.

O consumo específico mínimo do motor utilizando o B10 foi de 275,7 g.k<sup>1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup> @ 1533 rpm e para o diesel foi de 280 g.k<sup>1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup> @ 1667 rpm (Figura 26).

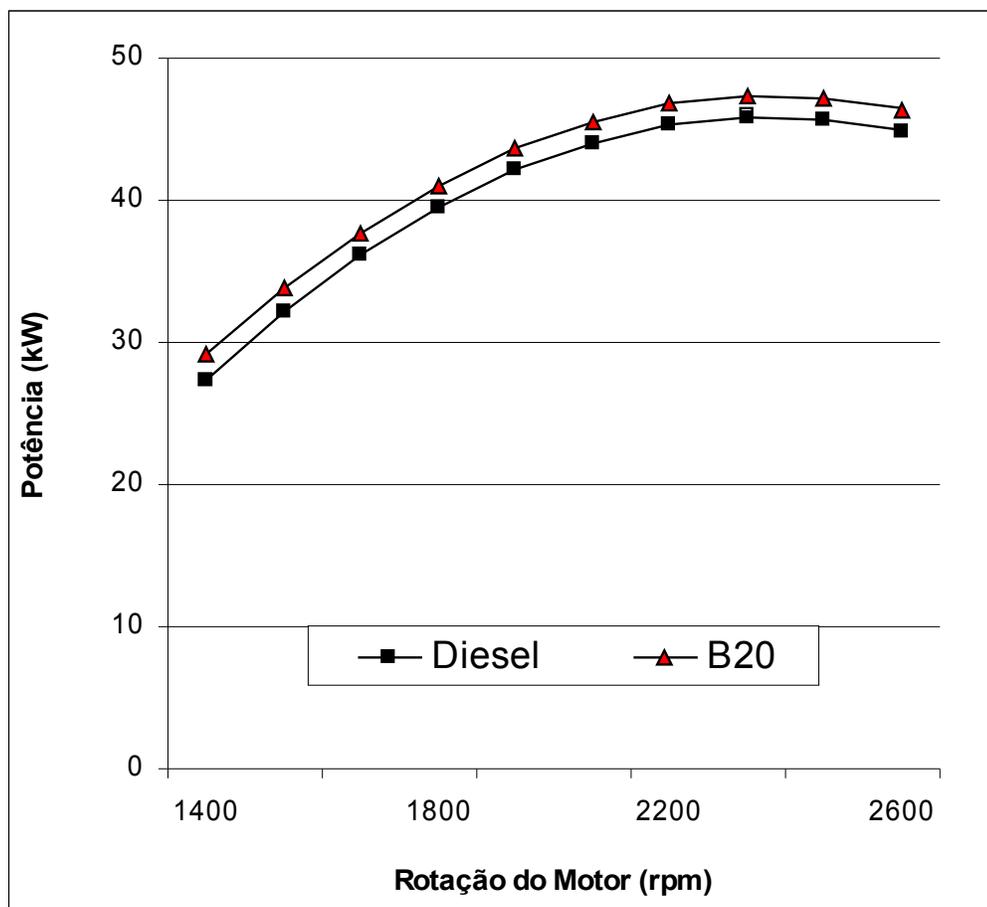


**Figura 26** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B10.

#### 4.5B20

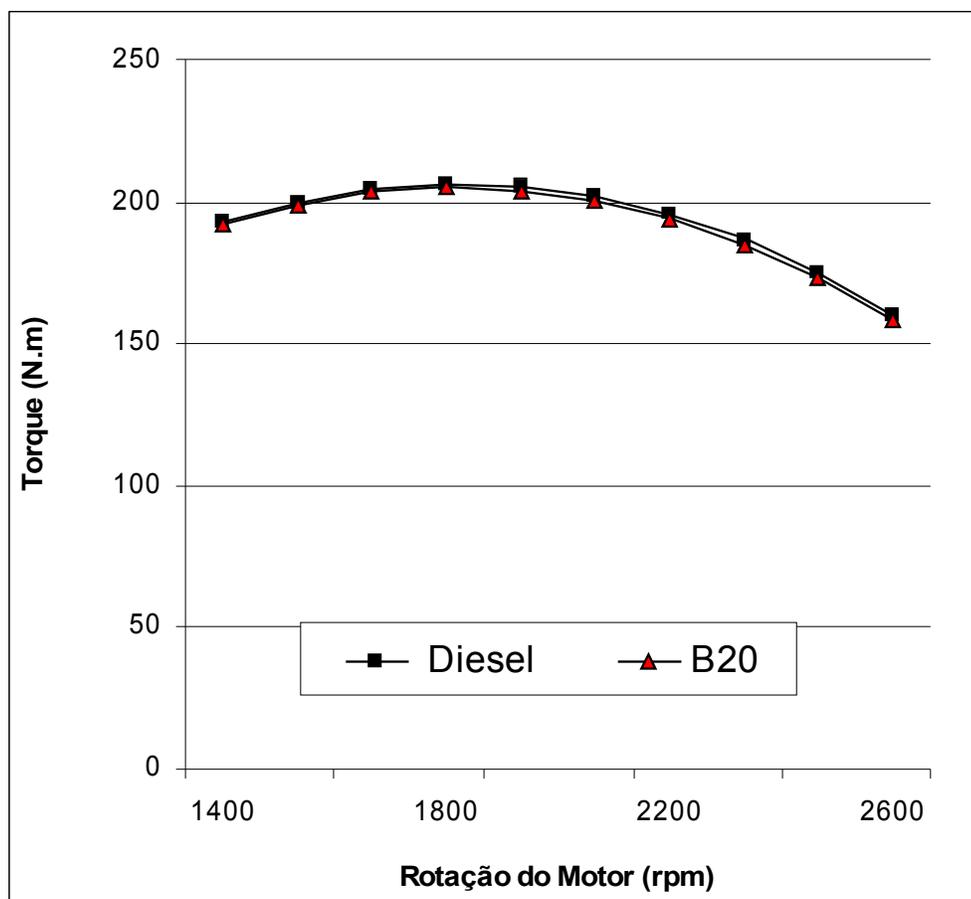
Melhor das misturas, houve acréscimo significativo de potência, o torque praticamente igualou-se e o consumo específico manteve-se menor que o do diesel.

A potência máxima para o motor utilizando B20 foi de 47,3 kW @ 2333 rpm e a potência máxima com o diesel foi 45,8 kW @ 2333 rpm. Os valores de potência apresentaram-se ligeiramente superiores em toda a faixa de trabalho do motor (Figura 27).



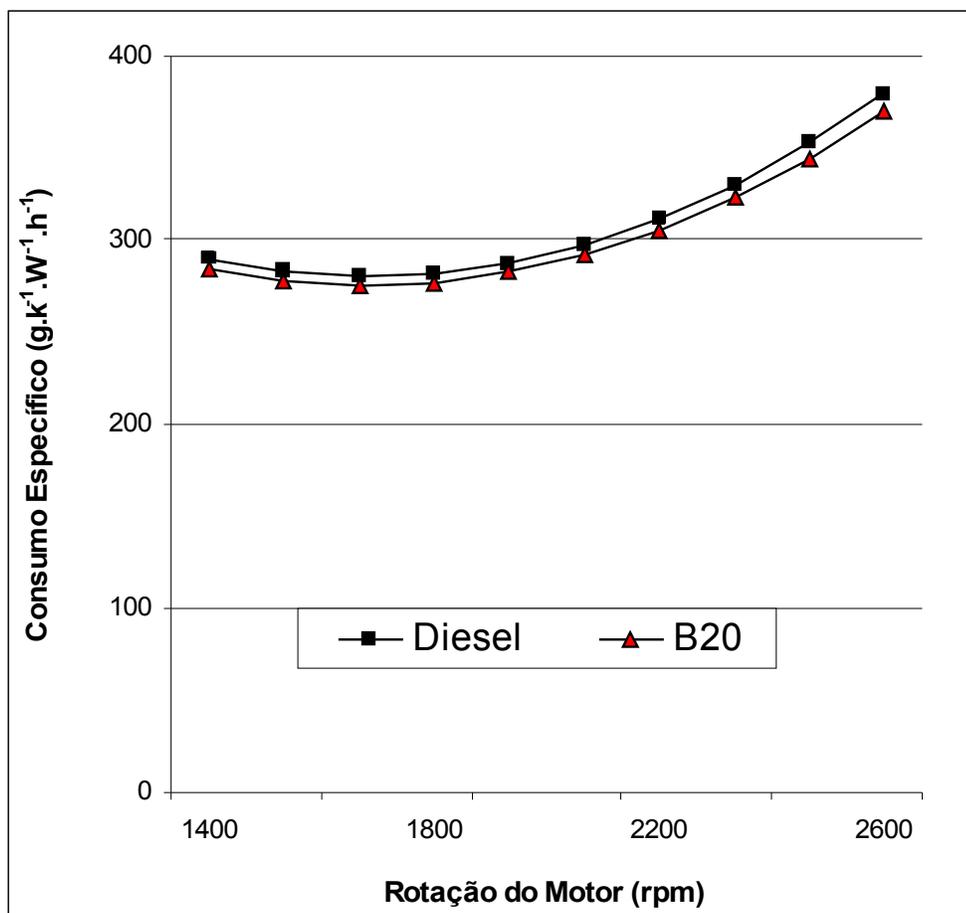
**Figura 27** – Curvas de potência para o diesel e o B20.

O torque máximo utilizando B20 foi de 205,1 N.m @ 1800 rpm e para o diesel foi de 206,4 @ 1800 rpm (Figura 28).



**Figura 28** – Curvas de torque para o diesel e o B20.

O consumo específico mínimo utilizando B20 foi de  $275,7 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm e para o diesel foi de  $280 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm (Figura 29).



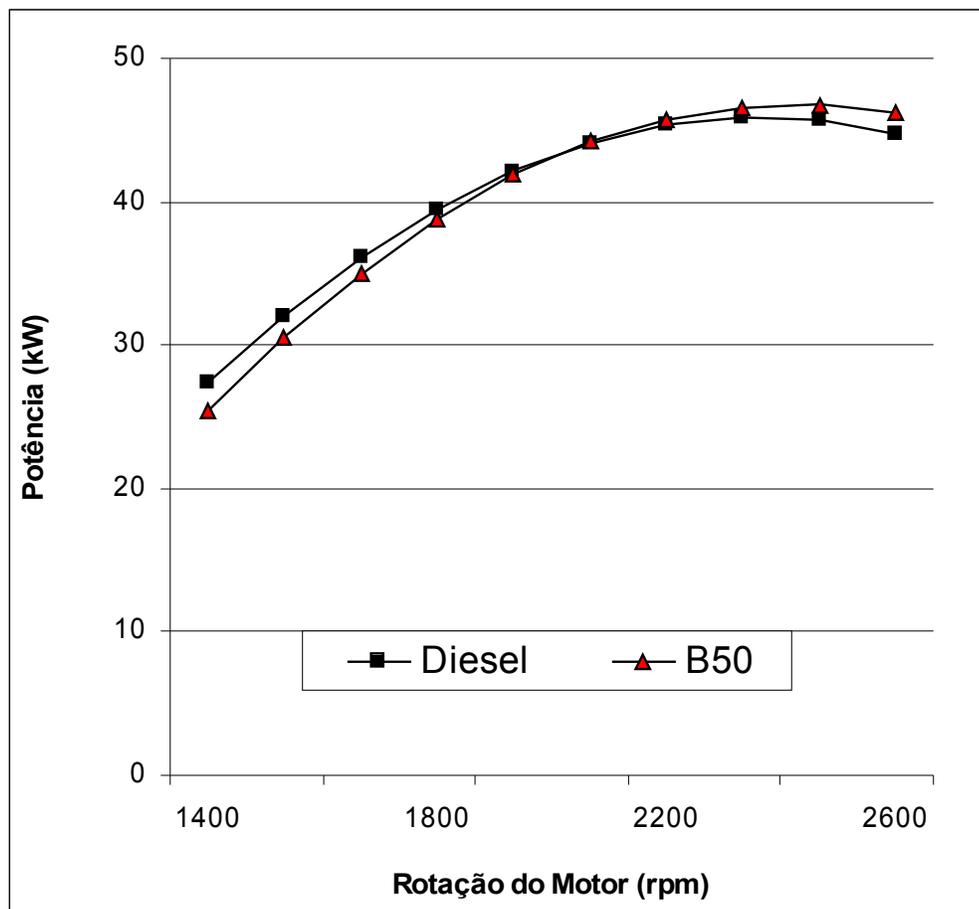
**Figura 29** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B20.

O incentivo inicial para a utilização do B2 é importante, mas esta proporção de mistura não é a mais viável em termos de desempenho do motor. Levando-se em conta somente o desempenho sem quaisquer modificações, a mistura ideal seria a B20.

#### 4.6 B50

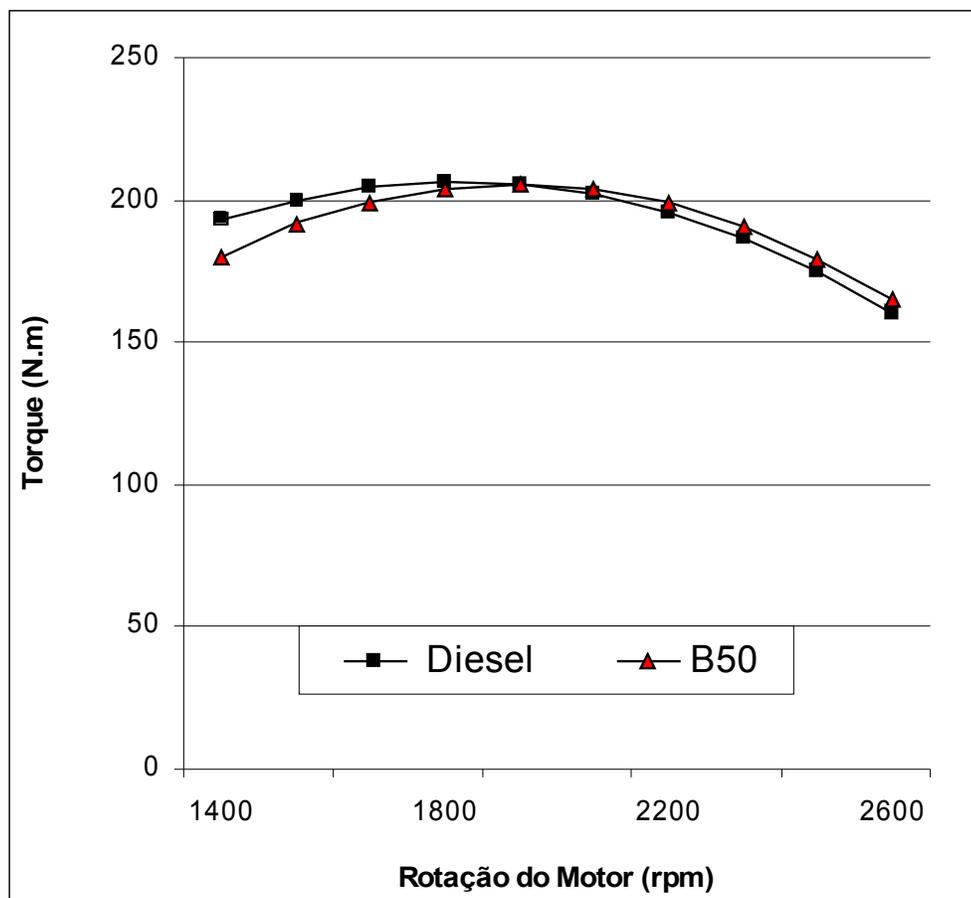
A potência máxima utilizando B50 foi de 46,7 kW @ 2467 rpm e a potência máxima com o diesel foi de 45,8 Kw @ 2333 rpm. Os valores de potência apresentaram-se ligeiramente inferiores em baixas rotações, equivalentes em torno de 2000 rpm e superiores acima de 2000 rpm (Figura 30). Nesta proporção,

o desempenho começou a cair, confirmando os resultados de MASJUKI & SAPUAN (1995).



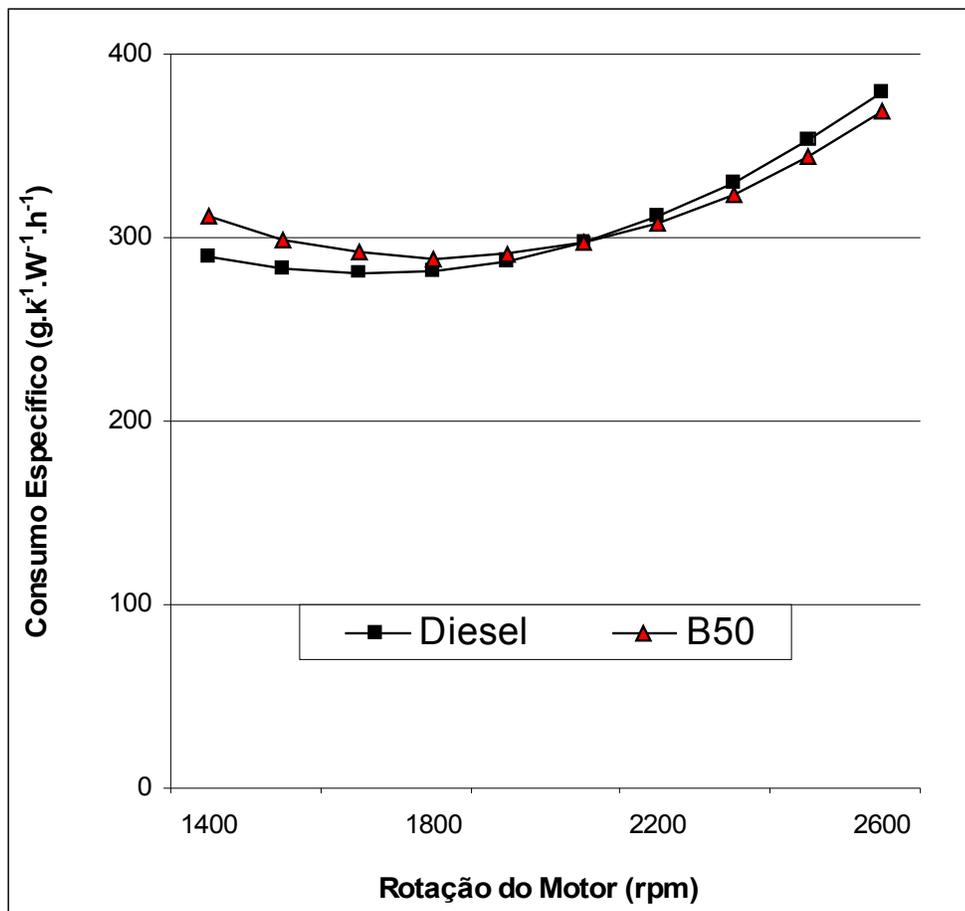
**Figura 30** – Curvas de potência para o diesel e o B50.

O torque máximo utilizando B50 foi de 205,3 N.m @ 1933 rpm e o torque máximo para o diesel mineral foi de 206,4 N.m @ 1800 rpm. A curva de torque teve um comportamento semelhante à curva de potência, tendo valores inferiores de torque em baixas rotações e valores superiores de torque em altas rotações (Figura 31).



**Figura 31** – Curvas de torque para o diesel e o B50.

O consumo específico mínimo utilizando B50 foi de  $288,7 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1800 rpm e para o diesel foi de  $280 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm (Figura 32).

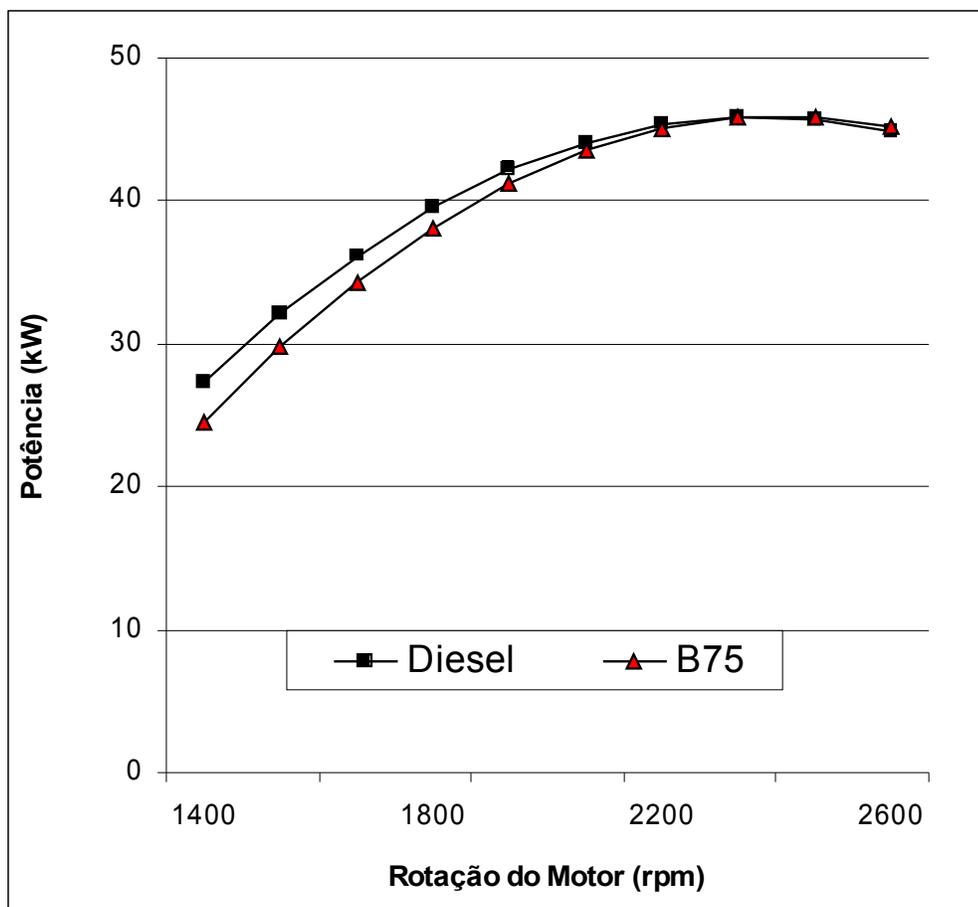


**Figura 32** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B50.

Para as três grandezas analisadas para o B50 pode-se dizer que foram ligeiramente inferiores em baixas rotações, igualaram-se em médias rotações e superaram ligeiramente o diesel puro em altas rotações.

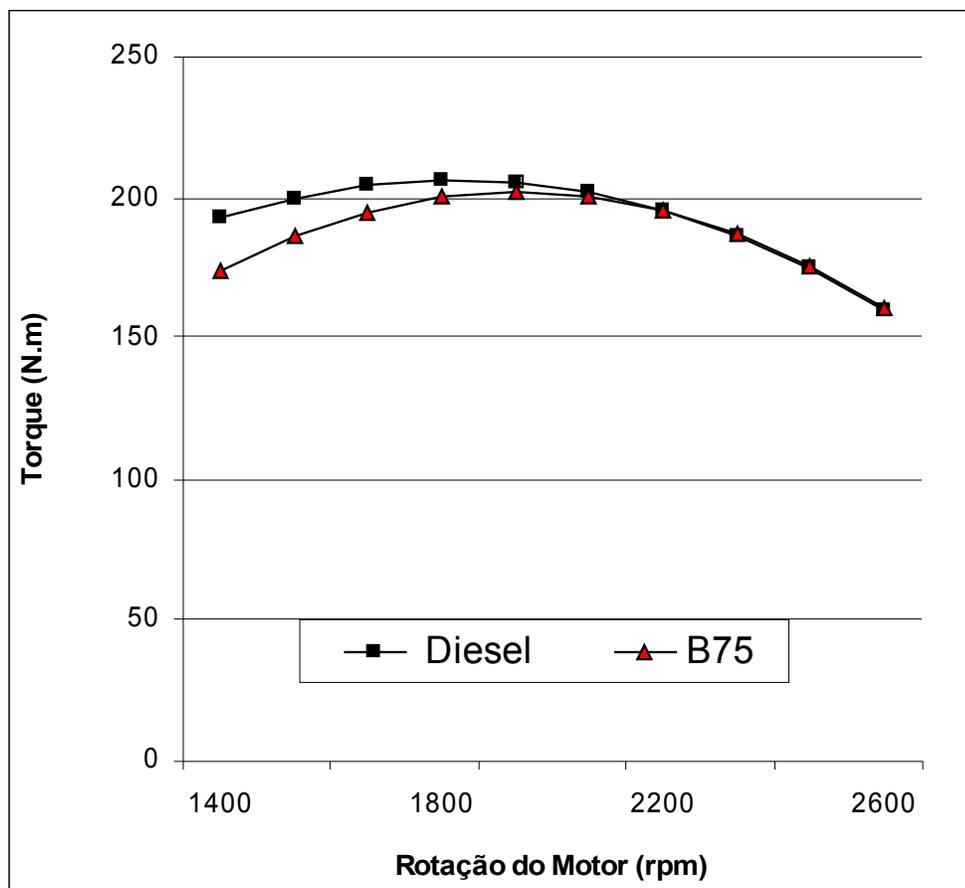
#### 4.7B75

A potência máxima para o motor operando com B75 foi de 45,9 kW @ 2467 rpm e a potência máxima com o diesel foi de 45,8 kW @ 2333 rpm (Figura 33).



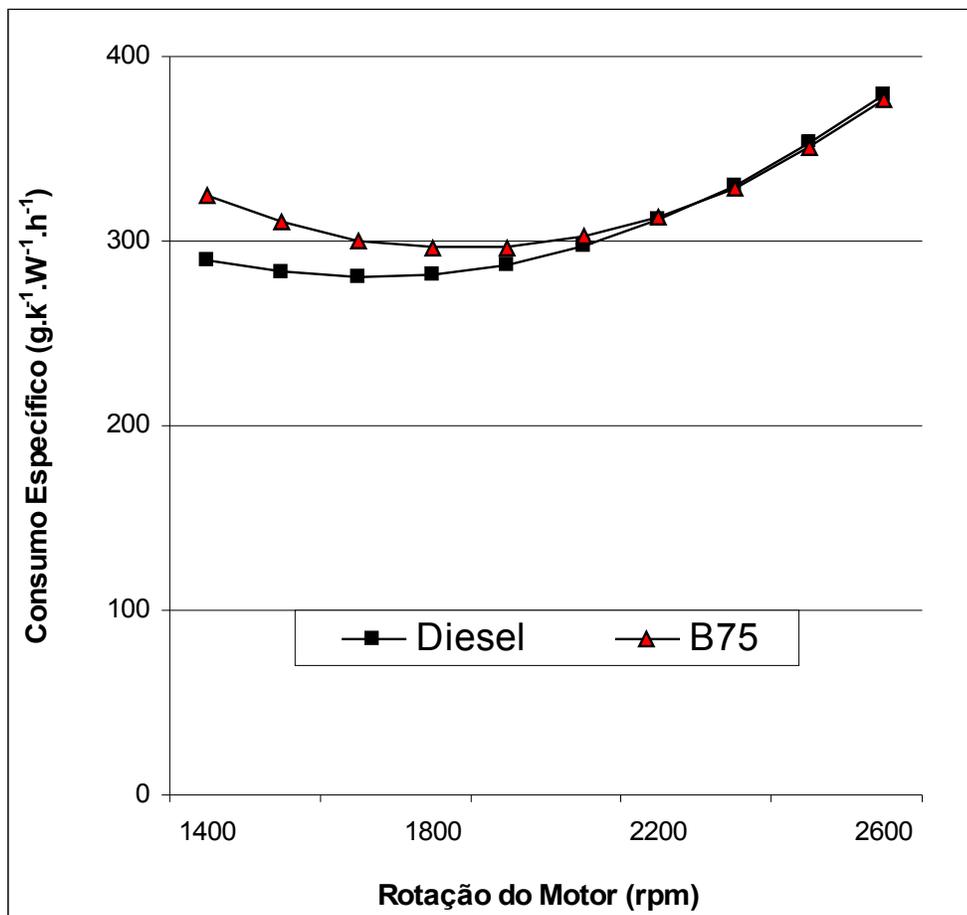
**Figura 33** – Curvas de potência para o diesel e o B75.

O torque máximo utilizando B75 foi de 202,2 N.m @ 1933 rpm e o torque máximo para o diesel mineral foi de 206,4 N.m @ 1800 rpm). As diferenças percentuais foram variáveis. Para baixas rotações o torque ficou abaixo dos valores gerados pelo motor consumindo diesel puro, mas em medias e altas rotações o torque para o B75 ficou muito próximo. (Figura 34).



**Figura 34** – Curvas de torque para o diesel e o B75.

O consumo específico mínimo utilizando B75 foi de  $295,8 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1800 rpm e para o diesel foi de  $280 \text{ g.k}^{-1}.\text{W}^{-1}.\text{h}^{-1}$  @ 1667 rpm (Figura 35). Seu desempenho quanto ao consumo específico, confirmou os resultados encontrados por GROTTA (2003).



**Figura 35** – Curvas de consumo específico para o diesel e o B75.

As curvas de potência, torque e consumo específico do motor operando com B75 apresentaram-se muito semelhantes às curvas do motor operando com B100.

## 5 CONCLUSÕES

De forma geral, pode-se dizer que o B2, B5 e B10 mostram desempenho semelhante ao do diesel. O B20 destacou-se, apresentando desempenho superior ao do diesel. Na seqüência da análise do desempenho das misturas B50 e B75, notou-se a queda do desempenho de forma gradual à medida que se aumentou a porcentagem de biodiesel. O biodiesel puro (B100) apresentou o pior desempenho. Quanto ao motor, o funcionamento foi normal para todas as misturas, inclusive com o B100.

Percebeu-se um distanciamento maior entre as curvas em certa faixa de rotação do motor. Se esta diferença fosse constante ao longo da curva, poder-se-ia simplesmente justificá-la devido à inferioridade do biodiesel em relação ao diesel na propriedade poder calorífico. Entretanto, esse comportamento indicou que houve também uma atomização ineficiente do combustível, prejudicando desta maneira a queima do combustível.

Além da rotação do motor, a turbulência ideal para que a atomização seja maximizada está atrelada também a características construtivas muito particulares do motor, ou seja, a faixa de melhor desempenho para o motor ensaiado provavelmente não será idêntica a outro motor com características diversas.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, O. **Motores Diesel**. Barcelona, Espanha: Editorial Gustavo Gili, 605p, 1959.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. **Biodiesel: novas perspectivas de sustentabilidade**. São Paulo, 2002. 27p.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO. Disponível em <http://www.anp.gov.br>. Acesso em 13 de maio de 2005.

AGUIAR, A.C.S. **Combustíveis alternativos para motores diesel. Estado de arte e previsões**. In: COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS NO BRASIL ATUAL: ASPECTOS TÉCNICOS, ECONÔMICOS E AMBIENTAIS. Instituto Mauá de Tecnologia, São Paulo-SP, p.140-165, 1990.

ALVES, A.T. et al. **Seminário de combustíveis**. Curso de Sistemas Térmicos, Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG, 1998. Disponível em: <http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/liquidos/diesel/diesel.htm>. Acesso em 23 de agosto de 2006.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Disponível em <http://astm.org>. Acesso em 20 de julho de 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva. NBR ISO 1585. Rio de Janeiro, 1996. 26 p.

BALDWIN, J.D.C. **Performance of a “DIESOL” – Fueled engine**. Transactions of the ASAE, v.26, n.4, p. 962-965. 1983.

BOULANGER, P. et al. **Motores diesel**. Ed. HEMUS, São Paulo, v.1, 1977. 228p.

BRASIL-MDIC Ministério do Desenvolvimento Indústria e Comércio Exterior. Secretaria de Tecnologia Industrial. **Obtenção de Combustível de Óleo Vegetal a Nível de Propriedade Rural**. Brasília, STI/CIT, 1985, 98 p.

CAMARGO, M.N. **Estudo do comportamento de um motor de ignição por compressão, trabalhando com óleo diesel e gás natural**. 256f. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, 2003.

CENEA – CENTRO NACIONAL DE ENGENHARIA AGRÍCOLA. **Boletim Técnico nº1**. 1982.

CHOLLET, H.M. **Curso Prático e Profissional para Mecânicos de Automóveis**. São Paulo, Brasil: Editora HEMUS, 1981. 402p.

CLARK, S. J. et al. **Methyl and ethyl soybean esters as renewable fuels for diesel engines**. Journal of the American Oil Chemists Society Kansas State University, Manhattan – U.S.A., v.61, n. 10, p. 1632-1637, Oct. 1984.

CULPIN, C. **Maquinaria Agrícola**. 10ª Ed. Barcelona, Espanha: Ed. GEA, 1984. 413p.

CUMMINS DO BRASIL. **Manual de especificações dos motores Cummins série "B"**. 1982.

DELGADO, L.M. **Los biocarburantes: limitaciones y perspectivas**. Apostila Técnica, 32p. 1994.

DI LASCIO, M. A.; ROSA, L. P.; MOLION, L. C. B. **Projeto de atendimento energético para comunidades isoladas da Amazônia**. COPPE/UFRJ, UNB, UFAL, 1994.

DOMINGUEZ, L.A.A. **Biocombustibles: Utilización de los aceites vegetales como energía renovable**. Madrid, España: Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación, Pesca y Alimentación. 1995. 203p.

GONZÁLEZ, J.F. **Cultivos energéticos para la Península Ibérica. Los Cultivos no Alimentarios como Alternativa al Abandono de Tierras**. Madrid, Espanha: Editorial Agrícola Espanhola, 1994. p. 27-41.

GRABOSKI, M.S. & McCORMICK, R.L. **Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines**. Prog. Energy Combust. Sci. v.24, p 125 – 164, 1997.

GROTTA, D. C. C., **Desempenho de um trator agrícola em operação de gradagem utilizando biodiesel etílico filtrado de óleo residual como combustível**. 2003. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias, Jaboticabal, São Paulo, 2003.

HEYWOOD, J.B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, USA, Ed. McGraw-Hill, 1988. 930p.

INSTITUTO DE TECNOLOGIA DO PARANA - DBIO/CERBIO. **O Biodiesel**. Ed. 003, Curitiba, Parana, 2004.

ISHII, Y. & TAKEUCHI, R. **Vegetable oils and their effect on a farm engine performance**. Transactions of the ASAE, v.30, n. 01, p.02-06, 1987.

JONGEBREUR, A.A. **Strategic themes in agricultural and bioresource Engineering in the 21<sup>st</sup> Century**. J. Agric. Eng. Res., v.76, p.227-36, 2000.

KAUFMAN, K.R.; ZIEJEWISKI, M. **Sunflower methyl-esters for direct inject diesel engines**. Transactions of the ASAE, v.27, n.06, p. 1626-1633, 1984.

LEONTSINIS, E. Óleo Diesel. In: **CURSO DE INFORMAÇÃO SOBRE COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO**. 11<sup>a</sup> Ed., Rio de Janeiro: IBP, 1988. p.65-77.

LIELJEDAHN, J.B. et al. **Tractores – Diseño y Funcionamiento**. México: Ed. Limusa, 1984. 432p.

LOPES, A., FURLANI, C.E.A., MELLO, J.G.S. **Protótipo de sistema instrumental para medição de consumo de combustível em tratores**. In: CONGRESSO BRASILEIRO DAS SOCIEDADES BRASILEIRAS DE INFORMÁTICA APLICADA À AGROPECUÁRIA E À AGROINDÚSTRIA, 4, 2003. Porto Seguro: Sociedades Brasileiras de Informática Aplicada à Agropecuária e à Agroindústria, 2003. CD-Rom.

LUNA, J.F. **Aceites vegetales y motores diesel. Maquinas y Tractores**. n.02, p. 40-46, 1990.

MACHADO, P.R.M. **Avaliação de desempenho de do óleo de soja como combustível para motores diesel**. 191f. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, 2003.

MASJUKI, H. H. ; SAPUAN, S. M. **Palm oil methyl esters as lubricant additive in small diesel engine – Malaysia**. Journal of the American Oil Chemists' Society, V. 72, n.5, p. 609-612, 1995.

MAZED, M.A.; SUMMERS, J.D.; BATCHELDER; D.G. **Engine endurance with peanut, soybean and cottonseed fuels**. Transactions of the ASAE, v.28, n.5, p. 1371-1374. 1985.

MEIRELLES, F. DE S. **Biodiesel**. Brasília, 2003. Disponível em <http://www.faespcenar.com.br/faesp/economico/EstArtigos/biodiesel.pdf>. Acesso em 10 de março de 2004.

MIAHLE, L.G. **Máquinas Motoras na Agricultura**. v.1, São Paulo: Ed. da USP, 1980. 283p.

MONYEM, A. & VAN GERPEN, J.H. **The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions**. Biomass and Bioenergy. v.20, p. 317-325, 2001.

MORRISON, L.H. **Diesel Engines**. 1<sup>st</sup> Ed. New York, USA: McGraw-Hill, 1923. 598p.

MSIPA, C.K.M.; GOERING, C.E.; KARCHER, T.D. **Vegetable oil atomization in a DI diesel engine**. Transactions of the ASAE. v.26, n.06, p. 1669-1672, 1983.

NIEHAUS, R.A.; GOERING, C.E.; SAVAGE, L.D. et al. **Cracked soybean oil as a fuel for a diesel engine**. Transactions of the ASAE, v.29, n.02, p. 683-689, 1986.

OBERT, EDWARD F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre, RS: Editora Globo, 1971. 618p.

OLIVEIRA, M.F., ALVARENGA, R.C., OLIVEIRA, A.C., CRUZ, J.C. **Efeito da palha e da mistura atrazine e metalachlor no controle de plantas daninhas na cultura do milho, em sistema de plantio direto**. Pesquisa Agropecuária Brasileira, v.36, n.1, p.37-41, 2001.

OLIVEIRA, L.B. & DA COSTA, A.O. **Biodiesel – Uma experiência de desenvolvimento sustentável**. Rio de Janeiro, 14 p., IVIG/COOPE/UFRJ, 2002. Disponível em [www.ufrj.br](http://www.ufrj.br). Acesso em 15 de setembro de 2003.

PARENTE, E. J. S. **Biodiesel: Uma aventura tecnológica em um país engraçado**. Universidade Federal do Ceará, Ceará, 2003. 65p.

PETERSON, C.L. **Vegetable oil as a diesel fuel: Status and research priorities**. Transactions of the ASAE, v.29, n.05, p. 1413-1422, 1986.

PETERSON, C.L. et al. Ethyl ester of rapeseed used as a biodiesel fuel – a case study. **Biomass and Bioenergy**, Moscow, Idaho, EUA, v. 10, n. 5/6, p. 331-36, 1996.

PETERSON, C.L.; AULD, D.L.; THOMPSON, J.C. **Experiments with vegetable oil expression**. Transactions of the ASAE. v.26, n.05, p.1298-1302, 1983.

PIMENTEL, V.S.B. & BELCHIOR, C.P.R. **Análise e Diagnose de Diesel Geradores Operando com Óleo de Dendê “in natura”**. IN: AGRENER – 4º ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 2002, Campinas. Anais...Campinas: UNICAMP, 2002.

POYDO, P. R. **Motores e dinamômetro**. *Best Cars Web Site*. Disponível em <http://uol.com.br/bestcar/ct>. Acesso em 16 de novembro de 2003.

PRYOR, R.W. et al. **Soybean oil fuel in a small diesel engine**. Transactions of the ASAE, v.26 n.02, p. 333-337, 1983.

RABELO, I.D. **Estudo de desempenho de combustíveis convencionais associados a biodiesel obtido pela transesterificação de óleo usado em**

**fritura**. 2001. 99 f. Dissertação (mestrado em Tecnologia) – Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Curitiba, 2001.

RAHDE, S. B. PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA. Centro de Tecnologia. **Motores de Combustão Interna**. Notas de aula. 2002. 14 p.

REIS, et al. **Motores, Tratores, Combustíveis e Lubrificantes**. Pelotas, RS: UFPel, 1999, 315p.

RIVA, G. **Gli oli vegetali e lo sviluppo di nuovi motori**. m&ma-lma, n.03, p.73-80, 1991.

SALAZAR, E. **Óleos Vegetais: combustíveis alternativos**. Cidade Virtual: Bionline, Pelotas, dez. 2002. Disponível em <http://www.terra-cidadevirtual.html>. Acesso em: 19 dez. 2002.

SIL, H. S.; MASJUKI, H.; ZAKI, A. M. **Dynamometer evaluation and engine wear characteristics of palm oil diesel emulsions**. Journal of the American Oil Chemists' Society. V.72, n. 8, p. 905-909, 1995.

SILVA, O.C. **Óleos Vegetais**. São Paulo, out. 2002. Disponível em: <http://www.hidroweb.aneel.gov.br>. Acesso em 20 de set. 2003.

STINSON, K.W. **Diesel Engineering Handbook**. 5<sup>nd</sup> Ed. USA: SAE, 1970, 352p.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 2<sup>nd</sup> Ed., New York, USA: SAE, 1997, 574p.

TORRES, E. A. – **Avaliação de um motor ciclo diesel operando com óleo de dendê para suprimento energético em comunidades rurais**. 3<sup>o</sup> Encontro de Energia no Meio Rural, Centro de Convenções UNICAMP, Campinas-SP, 6p. 12 a 15 de Setembro de 2000.

VARDE, K.S. **Soy oil sprays and effects on engine performance**. Transactions of the ASAE, v.27, n.02, p. 326-330, 1984.

**ANEXOS**

**Tabela 1A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com diesel puro**Prova = Diesel****Correção-atmosférica = 1,007132****Pressão-atmosférica = 759,3 mmHg****Umidade Relativa = 55,9 %****Temperatura ambiente = 23,4 °C****Potência máxima (kW) = 45,89 @ 2350 rpm****Torque máximo (N.m) = 210,62 @ 1000 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 229,49 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW )</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	210,62	22,23	229,49
1050	209,35	23,20	236,06
1100	207,58	24,10	242,84
1150	204,15	24,77	251,36
1200	203,56	25,80	255,87
1250	202,28	26,69	261,47
1300	201,60	27,65	265,92
1350	200,81	28,61	270,15
1400	200,03	29,55	274,24
1450	199,34	30,50	278,01
1500	200,52	31,74	278,94
1550	202,28	33,09	278,93
1600	204,05	34,46	278,74
1650	202,77	35,31	282,69
1700	203,46	36,50	283,74
1750	204,64	37,79	283,95
1800	202,58	38,48	288,65
1850	203,56	39,75	288,85
1900	204,64	41,04	288,93
1950	205,62	42,32	289,06
2000	205,72	43,42	290,35
2050	206,11	45,32	286,47
2100	205,03	45,44	293,99
2150	200,61	45,51	301,76
2200	196,10	45,53	309,91
2250	190,12	45,14	320,90
2300	188,84	45,84	324,20
2350	185,02	45,89	332,01
2400	180,60	45,75	341,23
2450	175,60	45,40	352,16
2500	171,48	45,25	361,60
2550	166,67	44,86	373,11
2600	161,96	44,43	385,14
2650	158,82	44,40	393,85
2700	157,06	44,76	399,06
2750	155,78	45,21	403,47
2800	152,35	45,02	413,45

**Tabela 2A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B2**Prova = B2****Correção-atmosférica = 1,042961****Pressão-atmosférica = 753,3 mmHg****Umidade Relativa = 82 %****Temperatura ambiente = 28,9 °C****Potência máxima (kW) = 46,38 @ 2600 rpm****Torque máximo (N.m) = 201,20 @ 1000 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 221,63 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	201,20	21,99	221,63
1050	201,01	23,07	227,57
1100	197,08	22,96	245,00
1150	195,61	24,58	244,05
1200	200,03	26,23	243,00
1250	198,46	27,39	246,38
1300	196,79	28,20	252,67
1350	194,53	29,04	258,28
1400	197,77	29,76	264,56
1450	198,36	31,34	263,23
1500	196,98	32,29	267,11
1550	196,10	33,22	270,94
1600	197,77	34,58	271,06
1650	199,44	35,96	271,12
1700	201,01	37,34	271,11
1750	201,01	38,44	273,13
1800	199,83	39,31	276,64
1850	199,44	40,33	278,97
1900	199,63	41,45	280,44
1950	199,63	42,54	282,08
2000	198,65	43,42	285,02
2050	196,49	44,02	289,64
2100	194,14	44,56	294,56
2150	190,02	44,65	302,38
2200	187,86	45,17	307,18
2250	185,11	45,52	313,04
2300	182,37	45,84	319,06
2350	179,82	46,18	324,79
2400	174,23	45,70	336,45
2450	171,28	45,86	343,44
2500	168,14	45,94	351,00
2550	164,51	45,85	359,91
2600	163,24	46,38	363,83
2650	159,22	46,11	374,11
2700	155,78	45,97	383,40
2750	152,84	45,93	391,88
2800	149,21	45,66	402,43

**Tabela 3A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B5**Prova = B5****Correção-atmosférica = 1,038207****Pressão-atmosférica = 753,40 mmHg****Umidade Relativa = 80,90 %****Temperatura ambiente = 27,80 °C****Potência máxima (kW) = 46,94 @ 2550 rpm****Torque máximo (N.m) = 203,26 @ 1850 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 231,56 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	198,85	21,63	231,56
1050	198,36	22,66	237,47
1100	195,61	23,40	245,86
1150	193,65	24,23	252,87
1200	195,42	25,51	254,79
1250	199,44	27,12	253,39
1300	196,69	27,81	260,49
1350	196,40	28,84	264,10
1400	197,28	30,04	265,96
1450	198,16	31,26	267,56
1500	196,89	32,13	271,92
1550	197,67	33,33	273,26
1600	198,65	34,58	274,21
1650	199,34	35,78	275,37
1700	201,50	37,26	274,44
1750	202,18	38,49	275,36
1800	202,18	39,59	277,15
1850	203,26	40,91	277,34
1900	201,50	41,65	281,33
1950	201,69	42,69	283,23
2000	200,61	43,65	285,51
2050	198,75	44,32	289,60
2100	196,00	44,78	294,98
2150	191,69	44,84	302,90
2200	188,45	45,10	309,39
2250	185,70	45,46	315,18
2300	183,25	45,85	320,58
2350	181,09	46,29	325,57
2400	177,07	46,23	334,10
2450	174,52	46,52	340,05
2500	170,89	46,48	348,34
2550	169,22	46,94	352,84
2600	164,81	46,02	370,78
2650	158,43	45,68	378,27
2700	155,78	45,76	386,41
2750	152,94	45,76	399,05
2800	148,52	45,24	431,51

**Tabela 4A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B10**Prova = B10****Correção-atmosférica = 1,029652****Pressão-atmosférica = 753,60 mmHg****Umidade Relativa = 87,20 %****Temperatura ambiente = 25,30 °C****Potência máxima (kW) = 46,54 @ 2400 rpm****Torque máximo (N.m) = 201,11 @ 1900 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 231,44 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	196,98	21,26	231,44
1050	198,26	22,46	235,80
1100	197,38	23,43	242,20
1150	194,04	24,07	251,36
1200	197,08	25,52	251,93
1250	197,67	26,66	255,30
1300	197,18	27,66	259,71
1350	196,00	28,67	263,73
1400	195,71	29,57	268,48
1450	195,81	30,63	271,45
1500	194,92	31,54	275,55
1550	194,73	32,57	278,48
1600	199,24	34,39	274,67
1650	200,03	35,61	275,90
1700	200,32	36,74	277,66
1750	201,11	37,97	278,60
1800	199,93	38,82	282,20
1850	199,73	39,87	284,26
1900	201,11	41,22	284,08
1950	200,71	42,22	286,28
2000	199,63	43,08	289,36
2050	197,87	43,66	294,15
2100	196,00	44,41	297,67
2150	186,59	44,15	307,95
2200	183,94	43,66	320,07
2250	182,86	44,39	323,32
2300	179,72	44,59	330,28
2350	178,93	45,37	332,97
2400	179,72	46,54	332,71
2450	176,19	46,21	343,26
2500	169,91	45,74	354,99
2550	165,20	45,45	365,59
2600	164,42	46,12	368,46
2650	159,51	45,60	380,89
2700	157,06	45,75	387,91
2750	153,33	45,49	398,40
2800	148,92	44,98	411,29

**Tabela 5A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B20**Prova = B20****Correção-atmosférica = 1,027233****Pressão-atmosférica = 753,40 mmHg****Umidade Relativa = 89,00 %****Temperatura ambiente = 23,90 °C****Potência máxima (kW) = 47,28 @ 2500 rpm****Torque máximo (N.m) = 212,19 @ 1000 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 240,84 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	212,19	22,84	240,84
1050	210,03	23,74	247,17
1100	208,46	24,77	251,68
1150	206,40	25,57	258,11
1200	204,24	26,38	264,08
1250	203,95	27,44	267,24
1300	202,97	28,40	271,06
1350	201,50	30,37	265,59
1400	199,54	31,14	270,76
1450	197,87	31,95	275,37
1500	196,59	32,80	279,44
1550	198,85	34,25	278,31
1600	202,48	35,96	275,22
1650	202,18	37,00	277,41
1700	203,85	38,40	276,85
1750	204,34	39,59	277,76
1800	206,01	41,02	276,98
1850	207,58	42,45	276,29
1900	206,70	43,39	278,79
1950	206,30	44,41	280,61
2000	203,56	44,92	285,60
2050	199,93	45,19	291,99
2100	197,97	45,82	296,00
2150	194,53	46,07	302,34
2200	191,98	46,49	307,45
2250	189,73	46,97	312,12
2300	185,70	46,97	319,92
2350	183,05	47,29	325,52
2400	179,52	47,34	332,91
2450	175,60	47,25	341,29
2500	172,26	47,28	348,82
2550	168,05	47,03	358,47
2600	162,94	46,48	370,61
2650	161,08	46,82	375,76
2700	157,45	46,60	385,34
2750	154,12	46,45	394,51
2800	149,99	46,01	406,20

**Tabela 6A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B50**Prova = B50****Correção-atmosférica = 1,003728****Pressão-atmosférica = 760 mmHg****Umidade Relativa = 69,80 %****Temperatura ambiente = 21,4 °C****Potência máxima (kW) = 46,83 @ 2550 rpm****Torque máximo (N.m) = 208,17 @ 1950 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 249,74 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	201,30	21,17	249,74
1050	198,75	21,95	257,69
1100	199,63	22,26	270,53
1150	203,85	23,96	266,66
1200	198,95	25,11	269,10
1250	197,18	25,92	274,87
1300	193,65	26,47	283,01
1350	192,96	27,40	286,84
1400	193,36	28,47	288,99
1450	193,45	29,50	291,35
1500	193,26	30,49	293,98
1550	191,39	31,20	299,02
1600	193,16	32,50	298,34
1650	196,69	34,14	294,82
1700	199,04	35,59	293,13
1750	200,22	36,85	293,03
1800	201,11	38,07	293,28
1850	205,81	40,05	288,01
1900	207,48	41,46	287,05
1950	208,17	42,70	287,34
2000	207,58	43,67	289,36
2050	205,52	44,31	293,42
2100	202,67	44,76	298,69
2150	200,52	45,34	302,96
2200	197,08	45,60	309,30
2250	194,53	46,04	314,37
2300	191,88	46,42	319,69
2350	189,14	46,75	325,28
2400	183,94	46,43	335,46
2450	181,58	46,79	340,73
2500	177,17	46,58	350,12
2550	174,62	46,83	356,10
2600	170,99	46,76	364,51
2650	167,95	46,81	371,96
2700	164,22	46,63	381,25
2750	160,00	46,28	392,10
2800	157,25	46,31	399,78

**Tabela 7A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B75**Prova = B75****Correção-atmosférica = 1,002705****Pressão-atmosférica = 760,30 mmHg****Umidade Relativa = 70,90 %****Temperatura ambiente = 20,80 °C****Potência máxima (kW) = 45,95 @ 2350 rpm****Torque máximo (N.m) = 204,73 @ 1000 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 253,63 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	204,73	21,51	253,63
1050	200,42	22,11	263,11
1100	197,87	22,87	270,17
1150	198,55	23,99	272,54
1200	196,00	24,71	279,18
1250	186,39	25,51	284,63
1300	192,96	26,36	289,19
1350	189,33	26,86	297,23
1400	189,43	27,86	299,43
1450	189,04	28,80	302,24
1500	187,67	29,58	306,47
1550	187,37	30,51	308,91
1600	188,84	31,74	308,32
1650	192,67	33,40	303,84
1700	194,53	34,75	302,45
1750	196,79	36,18	300,43
1800	198,16	37,48	299,67
1850	202,77	39,41	294,11
1900	204,93	40,91	292,19
1950	204,93	41,99	293,26
2000	204,73	43,02	294,62
2050	203,07	43,74	298,02
2100	200,61	44,26	302,65
2150	196,49	44,39	309,93
2200	194,43	44,94	314,15
2250	191,39	45,25	319,98
2300	188,25	45,49	326,21
2350	186,10	45,95	330,82
2400	180,90	45,62	341,13
2450	178,05	45,83	347,42
2500	174,81	45,92	354,61
2550	171,48	45,94	362,30
2600	166,97	45,61	372,84
2650	163,34	45,48	381,86
2700	159,22	45,17	392,47
2750	155,39	44,90	402,88
2800	151,96	44,70	412,68

**Tabela 8A** – Resultados obtidos no ensaio do motor operando com B100**Prova = B100****Correção-atmosférica = 1,007302****Pressão-atmosférica = 759,5 mmHg****Umidade Relativa = 56,2 %****Temperatura ambiente = 23,5 °C****Potência máxima (kW) = 44,58 @ 2650 rpm****Torque máximo (N.m) = 204,73 @ 1000 rpm****Consumo específico mínimo (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>) = 263,09 @ 1000 rpm**

<b>RPM</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g.k<sup>-1</sup>.W<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)</b>
1000	204,73	21,92	263,09
1050	204,73	22,69	278,52
1100	200,03	23,22	287,25
1150	196,00	23,79	295,04
1200	191,00	24,19	304,66
1250	188,94	24,94	309,63
1300	186,19	25,55	315,84
1350	182,56	26,01	323,76
1400	180,90	26,72	328,22
1450	179,62	27,50	331,73
1500	178,74	28,29	334,79
1550	176,29	28,84	340,61
1600	176,38	29,79	341,43
1650	177,27	30,87	340,89
1700	176,58	31,68	343,15
1750	179,03	33,07	339,38
1800	182,76	34,72	333,35
1850	185,51	36,21	329,27
1900	188,25	37,76	325,07
1950	192,18	39,56	319,10
2000	194,73	41,11	315,57
2050	196,20	42,46	313,81
2100	196,00	43,44	314,80
2150	192,57	43,71	320,85
2200	186,59	43,33	331,76
2250	181,49	43,10	341,65
2300	183,64	44,58	338,16
2350	178,44	44,26	348,49
2400	173,24	43,88	359,51
2450	168,73	43,64	369,48
2500	163,53	43,16	381,75
2550	159,80	43,00	391,27
2600	159,41	43,74	392,69
2650	159,41	44,58	393,15
2700	155,19	44,23	404,21
2750	150,09	43,57	418,33
2800	145,19	42,90	433,02

**Tabela 9A** – Valores de potência para todas as misturas, após tratamento de dados

Rpm	Potência (kW)							
	B0	B2	B5	B10	B20	B50	B75	B100
1400	27,3	28,5	28,5	28,3	29,1	25,4	24,5	22,1
1533	32,1	32,8	32,8	32,4	33,8	30,6	29,8	27,5
1667	36,1	36,5	36,6	36,0	37,7	35,1	34,3	32,1
1800	39,5	39,6	39,7	39,0	41,0	38,8	38,1	36,0
1933	42,1	42,1	42,2	41,5	43,6	41,8	41,2	39,1
2067	44,1	44,0	44,1	43,4	45,5	44,2	43,5	41,5
2200	45,3	45,2	45,5	44,8	46,8	45,7	45,0	43,1
2333	45,8	45,9	46,2	45,5	47,3	46,6	45,8	44,0
2467	45,7	46,0	46,3	45,7	47,2	46,7	45,9	44,1
2600	44,8	45,4	45,9	45,4	46,3	46,1	45,2	43,6

**Tabela 10A** – Valores de torque para todas as misturas, após tratamento de dados

Rpm	Torque (N.m)							
	B0	B2	B5	B10	B20	B50	B75	B100
1400	192,7	191,8	192,1	192,3	192,1	180,1	174,5	159,5
1533	200,0	196,9	197,7	197,0	199,1	191,2	186,5	172,2
1667	204,6	199,8	200,9	199,6	203,5	199,1	195,1	181,6
1800	206,4	200,5	201,9	200,1	205,1	203,8	200,4	187,7
1933	205,6	198,9	200,5	198,5	204,1	205,3	202,2	190,5
2067	202,0	195,0	196,8	194,9	200,4	203,6	200,7	190,1
2200	195,7	188,9	190,8	189,1	194,0	198,7	195,9	186,4
2333	186,7	180,5	182,5	181,3	184,9	190,6	187,6	179,4
2467	174,9	169,8	171,9	171,5	173,2	179,3	176,0	169,1
2600	160,4	156,9	158,9	159,5	158,7	164,8	161,1	155,6

**Tabela 11A** – Valores de consumo específico para todas as misturas, após tratamento de dados

Rpm	Consumo específico (g.k <sup>-1</sup> .W <sup>-1</sup> .h <sup>-1</sup> )							
	B0	B2	B5	B10	B20	B50	B75	B100
1400	289,7	272,8	276,8	277,9	284,6	311,5	325,2	368,7
1533	282,7	270,0	273,3	275,7	278,2	299,2	310,2	348,0
1667	280,0	270,6	273,3	276,6	275,7	291,6	300,4	333,1
1800	281,5	274,6	276,6	280,7	277,2	288,7	295,8	324,2
1933	287,3	282,0	283,3	288,1	282,7	290,4	296,3	321,3
2067	297,3	292,8	293,4	298,6	292,2	296,9	302,0	324,2
2200	311,6	306,9	306,9	312,3	305,6	307,9	312,9	333,1
2333	330,1	324,4	323,7	329,2	323,1	323,7	329,0	347,9
2467	352,8	345,3	343,9	349,3	344,5	344,1	350,2	368,6
2600	379,7	369,6	367,5	372,6	369,9	369,2	376,7	395,3

**Tabela 12A** – Variação da densidade com a temperatura para as misturas utilizadas nos ensaios

Temperatura (°C)	DENSIDADE (Kg.m <sup>-3</sup> )							
	DIESEL	B2	B5	B10	B20	B50	B75	B100
15	854,0	855,0	856,0	857,0	869,5	871,5	878,5	885,0
20	852,0	852,0	853,0	854,0	866,5	867,0	875,0	881,0
25	848,0	849,0	849,5	851,0	865,0	865,0	872,0	880,0
30	845,0	845,0	845,5	848,0	860,0	861,0	867,5	875,0
35	841,5	842,5	843,5	845,0	856,0	858,0	865,5	872,0
40	838,0	839,0	840,0	841,0	853,0	855,0	861,5	869,0
45	836,0	836,5	837,0	838,0	850,0	853,5	860,0	865,0
50	832,0	832,5	833,0	835,0	846,0	847,5	857,0	862,0
55	828,0	830,0	830,0	831,5	844,0	844,0	853,0	859,0
60	825,0	826,5	828,0	828,0	840,0	841,0	850,0	856,0
65	824,0	824,0	826,0	825,0	837,0	837,0	845,0	853,0
70	820,0	821,0	822,0	822,0	834,0	835,0	842,0	850,0
75	818,0	819,0	819,0	818,0	830,0	831,0	838,0	845,0