



UFSM

Dissertação de Mestrado

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO
ÓLEO DE SOJA COMO COMBUSTÍVEL
PARA MOTORES DIESEL**

Paulo Romeu Moreira Machado

PPGEA

Santa Maria, RS, Brasil

2003



UFSM

Dissertação de Mestrado

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO ÓLEO DE SOJA
COMO COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DIESEL**

Paulo Romeu Moreira Machado

PPGEA

Santa Maria, RS, Brasil

2003

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO ÓLEO DE SOJA
COMO COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DIESEL**

por

Paulo Romeu Moreira Machado

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Área de Concentração em Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Agrícola.**

PPGEA

Santa Maria, RS, Brasil

2003

**Universidade Federal de Santa Maria
Centro de Ciências Rurais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova
a Dissertação de Mestrado

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DO ÓLEO DE SOJA
COMO COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DIESEL**

elaborada por
Paulo Romeu Moreira Machado

Como requisito parcial para obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Agrícola

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. José Fernando Schlosser (Presidente/Orientador)

Prof. Dr. Ademar Michels – Examinador

Prof. Dr. Arno Udo Dallmeyer - Examinador

Santa Maria, 4 de agosto de 2003.

**"Não há nada como um sonho
para criar o futuro".**

(Victor Hugo)

Dedico à

meus filhos: *Gabriel, Amanda, Theo,*
Lucca e Enzo

e

à meus pais *Admar e Geny* que, através
de seu sacrifício, me proporcionaram a
oportunidade de estudar.

AGRADECIMENTOS

Ao meu amigo e mestre Dr. *José Fernando Schlosser*, pela paciência e competência.

À Universidade Federal de Santa Maria, o melhor lugar para se trabalhar.

Ao meu amigo *Miguel Neves Camargo* pela ajuda e dedicação.

Aos colegas do Departamento de Engenharia Mecânica, em especial ao meu amigo Prof. *Paulo de Tarso Fontoura da Silva*, pela oportunidade.

Aos Professores *Luis Felipe Dias Lopes* e *Adriano Mendonça de Souza*, do Departamento de Estatística pelo valioso auxílio na análise dos dados.

À *Jumaida*, pela dedicação aos nossos filhos durante este tempo.

SUMÁRIO

LISTA DE QUADROS	10
LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE REDUÇÕES	17
LISTA DE ANEXOS	20
RESUMO	21
ABSTRACT	22
INTRODUÇÃO	23
REVISÃO DE LITERATURA	31
2.1. O motor de combustão, a cronologia de seu desenvolvimento e de seus combustíveis	31
2.2. O motor diesel e a agricultura	36
2.3. A “agroenergética”	41
2.4. A câmara de combustão, a injeção e os biocombustíveis	46
2.5. O Número de Cetanos e a combustão nos motores diesel	51
2.6. Experiências anteriores de utilização de óleos vegetais em motores diesel e os problemas observados	56
2.7. Os óleos vegetais, sua reciclagem e as emissões residuais	62
2.8. O uso de pré-aquecimento do biocombustível	65
2.9. O avanço do ponto de injeção	70

2.10. Os óleos vegetais modificados	73
2.11. As misturas diesel-óleo vegetal	75
2.12. Os motores “dedicados” à utilização de óleos vegetais	78
2.13. Ensaio de um motor de combustão e suas curvas características	83
2.14. Características requeridas do óleo diesel e suas especificações	88
MATERIAIS E MÉTODOS	92
3.1. Introdução	92
3.2. Os combustíveis utilizados	93
3.3. Os valores de avanço da injeção	97
3.4. Os valores de temperatura para o combustível	102
3.5. Condições de carga de alimentação	104
3.6. Local do experimento	105
3.7. Motor utilizado	106
3.8. Ensaio realizado em dinamômetro	110
3.9. Consumo específico de combustível	117
3.10. Sistema de aquecimento do combustível	121
3.11. Procedimentos de partida, aquecimento e parada do motor	124
3.12. Apresentação dos resultados obtidos	125
3.13. Delineamento experimental	127
3.14. A análise estatística dos resultados	131
RESULTADOS E DISCUSSÃO	135
4.1. O ensaio testemunha	135
4.2. Influência da temperatura de aquecimento do combustível	135
4.2.1. Torque	135

4.2.2. Potência	150
4.2.3. Consumo específico de combustível	158
4.3. Análise dos melhores resultados do experimento	168
4.3.1. Torque	168
4.3.2. Potência	171
4.3.3. Consumo específico de combustível	174
4.4. Condições do motor após o encerramento do experimento	177
4.4.1. Cabeçote e topo do pistão	177
4.4.2. Bico injetor	179
4.4.3. Gases de descarga	180
CONCLUSÕES	181
CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES	183
BIBLIOGRAFIA	185
ANEXOS	198

LISTA DE QUADROS

Quadro 01 – Comparação entre ICO e ICE a 4 tempos	40
Quadro 02 – Combustíveis utilizados no experimento	94
Quadro 03 – Valores angulares para avanço de injeção	98
Quadro 04 – Equivalência entre a espessura das lâminas calibradas e os ângulos de avanço da injeção para o motor de teste	101
Quadro 05 – Temperaturas de pré-aquecimento	104
Quadro 06 – Características técnicas originais do motor de teste	106
Quadro 07 – Tratamentos utilizados no experimento	130

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Sistemas de injeção indireta para motores <i>ICO</i> , do tipo “câmara de pré-combustão”.....	48
FIGURA 2 – Processo de combustão característico de um motor de ciclo diesel.....	55
FIGURA 3 – Recirculação do CO ₂ devida ao uso de biocombustíveis.....	63
FIGURA 4 – Lâminas calibradas utilizadas para variar o ponto de injeção	99
FIGURA 5 – Arco graduado utilizado para determinação dos pontos de injeção.....	100
FIGURA 6 – Sifão instalado na saída da bomba injetora para determinação do avanço da injeção – início do débito	102
FIGURA 7 – Viscosidade \times temperatura para alguns óleos vegetais frente ao diesel convencional.....	103
FIGURA 8 – Contrapesos do sistema regulador mecânico original.....	108
FIGURA 9 – Sistema utilizado nos testes, após a retirada dos contrapesos.....	108
FIGURA 10 – Aspecto do cabeçote antes do início dos testes.....	109

FIGURA 11 – Aspecto da parte superior do cilindro e do topo do Pistão antes do início dos testes	109
FIGURA 12 – Esquema da instalação do freio dinamométrico	111
FIGURA 13 – Motor de teste na bancada dinamométrica.....	112
FIGURA 14 – Psicrômetro de fluxo contínuo.....	115
FIGURA 15 – Método da balança para cálculo do Cs ($g/kW.h$)	119
FIGURA 16 – Avaliação do consumo específico de combustível – Método do número de ciclos de injeção.....	121
FIGURA 17 – Resistência elétrica para aquecimento dos combustíveis de teste.....	123
FIGURA 18 – Composição do sistema de registros da linha de combustível	124
FIGURA 19 – Dados disponibilizados pelo sistema de aquisição de dados automático	126
FIGURA 20 – Gráfico gerado pelo sistema de aquisição de dados.....	126
FIGURA 21 - Apresentação dos dados no monitor de vídeo.....	127
FIGURA 22 - Curvas de <i>torque</i> para o óleo de soja puro (<i>veg100</i>), 57°C de pré-aquecimento, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	137
FIGURA 23 – Curvas de <i>torque</i> para o óleo de soja puro (<i>veg100</i>), 68°C de pré-aquecimento, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	139
FIGURA 24 – Curvas de torque para a mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (<i>veg10d90</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	142

FIGURA 25 – Curvas de torque para a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (<i>veg30d70</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	143
FIGURA 26 – Curvas de torque para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (<i>veg50d50</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	145
FIGURA 27 – Curvas de torque para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (<i>veg70d30</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	147
FIGURA 28 – Curvas de torque para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (<i>veg70d30</i>), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	149
FIGURA 29 – Curvas de potência para o óleo de soja puro (<i>veg100</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	151
FIGURA 30 – Curvas de torque para o óleo de soja puro (<i>veg100</i>), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	152
FIGURA 31 – Curvas de potência para a mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (<i>veg10d90</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	153
FIGURA 32 – Curvas de potência para a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (<i>veg30d70</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	154

FIGURA 33 – Curvas de potência para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (<i>veg50d50</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	155
FIGURA 34 – Curvas de potência para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (<i>veg70d30</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	156
FIGURA 35 – Curvas de potência para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (<i>veg70d30</i>), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	157
FIGURA 36 – Curvas de consumo específico para o óleo de soja puro (<i>veg100</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	159
FIGURA 37 – Curvas de consumo específico para o óleo de soja puro (<i>veg100</i>), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	160
FIGURA 38 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (<i>veg10d90</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes avanços de injeção.....	162
FIGURA 39 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (<i>veg30d70</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	163
FIGURA 40 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (<i>veg50d50</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	164

FIGURA 41 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (<i>veg70d30</i>), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	166
FIGURA 42 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (<i>veg70d30</i>), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.....	167
FIGURA 43 – Melhores resultados do experimento para a variável torque, ponto de avanço de injeção considerado: 21° <i>APMS</i>	170
FIGURA 44 – Melhores resultados do experimento para a variável torque, ponto de avanço de injeção considerado: 22° <i>APMS</i>	171
FIGURA 45 – Melhores resultados do experimento para a variável potência, ponto de avanço de injeção considerado: 21° <i>APMS</i>	173
FIGURA 46 – Melhores resultados do experimento para a variável potência, ponto de avanço de injeção considerado: 22° <i>APMS</i>	174
FIGURA 47 – Melhores resultados do experimento para a variável consumo específico, ponto de avanço de injeção considerado: 21° <i>APMS</i>	175
FIGURA 48 – Melhores resultados do experimento para a variável consumo específico, ponto de avanço de injeção considerado: 22° <i>APMS</i>	176
FIGURA 49 – Aspecto do topo do pistão após 150 horas de funcionamento.....	178

FIGURA 50 – Aspecto do cabeçote após 150 horas de funcionamento.....	178
FIGURA 51 – Aspecto do injetor após 150 horas de funcionamento.....	179

LISTA DE REDUÇÕES

AEHC – Álcool etílico hidratado combustível

ANP – Agência Nacional de Petróleo

APMS – Antes do ponto morto superior do pistão

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and
Air-conditioning*

atm – Atmosfera (unidade de pressão = 101.325 Pa)

bar – Unidade de pressão (10^5 Pa)

°C – Temperatura em grau *Celsius*

C_h – Consumo horário de combustível (em g/h)

CO – Monóxido de Carbono

CO₂ – Dióxido de Carbono

C_s – Consumo específico de combustível (em g/kW.h)

cSt – *Centistokes* (unidade de viscosidade cinemática = mm²/s)

cv – Cavalo-vapor (unidade de potência = 0,7355 kW)

d – diesel (teor utilizado nas misturas de combustível, em volume)

daN.m – Deca-Newton.metro (equivale a 10 N.m)

2T – Ciclo mecânico de dois tempos (dois cursos do pistão)

4T – Ciclo mecânico de quatro tempos (quatro cursos do pistão)

EUA – Estados Unidos da América

fa – Fator atmosférico para motores de ignição por compressão

fm – Fator do motor para motores de ignição por compressão

FS – Fator de sensibilidade

- $g/cv.h$ – Gramas por cv por hora (unidade de consumo específico)
 $g/kW.h$ – Gramas por kW por hora (unidade de consumo específico)
GNV – Gás natural veicular
HC – Hidrocarbonetos
ICO – Ignição por compressão
ICE – Ignição por centelha
kd - Fator de redução para potência de motores de ciclo diesel
 kgf – Quilograma-força (unidade de peso = $9,80665N$)
 kW – Unidade de potência no SI (equivale a $1 kJ/s$)
 λ – Relação entre a RAC e a R_{est}
Mhz – Unidade de frequência no SI
MJ/kg – Poder calorífico do combustível
 MJ/dm^3 – Tonalidade térmica da mistura ar/combustível
mm - Milímetros
 M_t – Momento (torque – em $daN.m$ ou $kgf.m$)
n – Rotação (em rpm)
N – Newton (unidade de força no SI = $1/9,80665 kgf$)
NC – Número de cetanos
 N_e – Potência efetiva (em kW)
N.m – Torque (unidade de momento no SI)
 NO_x – Óxidos de Nitrogênio
OD – Óleo diesel
OS – Óleo de soja
OV – Óleo vegetal
 p – pressão
Pa – *Pascal* (unidade de pressão no SI = N/m^2)

PAC – Política Agrária Comum (União Européia)
PMI – Ponto morto inferior do pistão
PMS – Ponto morto superior do pistão
pb – Pressão barométrica (pressão atmosférica)
ps – Pressão do ar seco (em *kPa*)
RAC – Relação ar/combustível
 R_{est} – Relação estequiométrica (relação ar/combustível ideal)
rpm – Rotações por minuto (velocidade angular do motor)
RS – Rio Grande do Sul
SI – Sistema Internacional de Unidades
STD – Standard (padrão, original)
STI – Secretaria de Tecnologia Industrial (MIC)
t – temperatura
tbs – Temperatura de bulbo seco (°C)
tbu – Temperatura de bulbo úmido (°C)
TDP – Tomada de potência (tratores)
u – umidade
UFSM – Universidade Federal de Santa Maria
veg – Teor de óleo de soja na mistura combustível, em volume
 $W.m^{-2}$ – Watt por metro quadrado (unidade de densidade de fluxo térmico ou aclaramento energético ou iluminamento).

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A – Características dos combustíveis	198
Tabela A1 – Especificações técnicas para o óleo diesel	199
Tabela A2 – Propriedades características de alguns óleos vegetais frente ao diesel convencional	200
Tabela A3 – Densidade dos combustíveis de teste	201
ANEXO B – Dados da análise estatística	202

RESUMO

Dissertação de Mestrado
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola
Universidade Federal de Santa Maria

AValiação de Desempenho do Óleo de Soja como Combustível para Motores Diesel

Autor: PAULO ROMEU MOREIRA MACHADO

Orientador: JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER

Data e Local da Defesa: Santa Maria, 4 de agosto de 2003.

A possibilidade de utilização de óleos vegetais como substitutos diretos do diesel combustível em motores diesel é um dos diversos conceitos para produção de combustível na propriedade rural. A extração e o processamento de óleos vegetais são processos simples e que utilizam equipamentos com os quais os agricultores já são familiarizados. O óleo de soja puro (*OS*) é um dos óleos vegetais que têm potencial para uso como combustível para motores diesel pois é renovável, seguro e facilmente manuseável. Entretanto, à temperatura ambiente o óleo de soja puro possui uma viscosidade cerca de 10 vezes maior que o óleo diesel. O princípio de funcionamento do motor diesel exige auto-ignição do combustível, o qual é injetado alguns graus antes do ponto morto superior (*APMS*) no ar quente comprimido no cilindro. Para reduzir a viscosidade do óleo de soja a níveis aceitáveis, uma temperatura de aquecimento próxima a 60°C é necessária, ou pode ser reduzida através de misturas com óleo diesel. Neste trabalho de pesquisa com óleo diesel e misturas deste com óleo de soja (10%*OS*, 30%*OS*, 50%*OS*, 70%*OS* e 100%*OS*), o ponto de injeção foi avançado (1°, 2° e 3° *APMS*) além do recomendado pelo fabricante (21°*APMS*). O desempenho do motor utilizando as misturas e o óleo de soja puro foi avaliado num motor monocilíndrico de injeção indireta e comparado com o desempenho obtido com óleo diesel. Os ensaios (curta duração) foram conduzidos numa faixa de rotações de 1800 a 2800 *rpm* sob condição de plena carga de alimentação num dinamômetro de absorção hidráulica. Todos os testes foram realizados utilizando o mesmo motor e os mesmos procedimentos para permitir avaliações comparativas. Foram utilizadas as faixas de 57° e 68°C para as temperaturas de pré-aquecimento dos combustíveis e determinados os valores de torque, potência e consumo específico de combustível.

As análises dos resultados determinam que o nível de pré-aquecimento tem mais influência sobre o desempenho do que a variação do avanço de injeção. Os testes conduzidos à temperatura de 68°C apresentaram sempre melhores valores de torque, potência e consumo do que os testes a 57°C. Os melhores resultados do experimento foram obtidos pela mistura composta por 70% de *OS* e 30% de diesel, aquecido a 68°C. O óleo de soja puro (100% de *OS*), aquecido a 68°C, produziu uma média de potência e de torque de aproximadamente 6,7% superiores em relação ao diesel convencional para um mesmo consumo específico de combustível. Os valores de avanço de injeção de 21° e 22°*APMS* mostraram melhores resultados do que os de 23° e 24°*APMS*, sendo estes últimos não recomendados para baixos regimes de rotação.

ABSTRACT

Master dissertation

Graduate program in agricultural engineering
Federal University of Santa Maria

EVALUATION OF SOYBEAN OIL PERFORMANCE AS A FUEL FOR DIESEL ENGINES

(Avaliação de desempenho do óleo de soja como combustível para motores diesel)

Author: PAULO ROMEU MOREIRA MACHADO

Adviser: JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER

Santa Maria, August 4th, 2003.

Oil seed plants have been one of the biomass sources of fuel. The possibility of using vegetable oil as a direct substitute for diesel fuel in diesel engine is one of several concepts for on-farm production of fuel. The extraction and processing of vegetable oil is a simple low-energy process that use equipment not unlike that with farmers are already familiar. Crude soybean oil is one of the vegetable oils that have potential for use as fuel for diesel engines. *SBO* is renewable, is safe and easy to handle. However, at room temperature crude *SBO* has a viscosity about 10 times higher than that of diesel oil. The diesel engine principle demands self-ignition of the fuel as it is injected at some degrees before top dead center in to the hot compressed cylinder air. To lower *SBO*'s viscosity to the acceptable viscosity levels, a heating temperature at least 60°C is needed and blending with diesel fuel may decrease oil's viscosity. In the present investigation studies on both diesel fuel and vegetable oil fuel blends (10%*SBO*, 30%*SBO*, 50%*SBO*, 70%*SBO* and 100%*SBO*) the injection timing was advanced (1°, 2° and 3°*BTDC*) from the manufacturer's recommended setting. The performance of the engine using blends and crude *SBO* was evaluated in a single cylinder indirect injection diesel engine and compared with the performance obtained with diesel fuel. Engine tests (short-term) were conducted at a range speed from 1800 to 2800 *rpm* under full load conditions. The tests were carried out using the same engine and test procedures so that comparative assessments may be made. It have been used pre-heating temperature levels of the fuel on the range between 57° and 68°C and the values of torque, power and specific consumption fuel were determined. The analysis of the results determined that the level of pre-heating have more influence on the performance that on the change in the advance of the injection. The tests performed at 68°C showed always the best values of torque, power and specific consumption that the tests performed at 57°C. The best experiments results were obtained with the blend containing 70% *SBO* and 30% diesel fuel, heated at 68°C. The crude soybean oil (100% *SBO*) heated at 68°C have been around 6,7% superior in torque and power that the diesel fuel for the same specific fuel consumption. The values of the advance in the injection of 21° and 22°*BTDC* showed better results that the 23° and 24°*BTDC*, with the last ones not recommended for low rotation regime.

INTRODUÇÃO

A civilização industrial está sujeita às periódicas oscilações de preço e de oferta do petróleo por ter o seu suporte energético centrado neste combustível de origem fóssil. Tal dependência faz com que, continuamente, se busquem alternativas para composição da matriz energética. As grandes crises do petróleo de 1972, 1978 e 1984, trouxeram consigo diversos trabalhos sobre combustíveis alternativos para utilização em motores de ciclo otto e de ciclo diesel e, há muito, a discussão acerca das potencialidades dos óleos vegetais como substitutos do óleo diesel.

As décadas de setenta e oitenta, principalmente, foram marcadas por pesquisas nos mais diversos pontos do planeta (Alemanha, Espanha, França, norte e sul da África, Estados Unidos e Japão, entre outros...). Tais trabalhos visaram investigar alternativas ao petróleo para a substituição, parcial ou total, dos seus derivados.

O Brasil não se constituiu exceção, tendo sido desenvolvido no país um dos mais importantes programas mundiais de substituição de combustíveis, com destaque especial para o álcool hidratado carburante. Os resultados das pesquisas conduzidas no país, também com óleos de origem vegetal, constituem-se num dos maiores acervos mundiais de dados tecnológicos sobre este tipo de combustível alternativo indicado para utilização em motores de ignição por compressão (*ICO*, motores diesel).

No final da década de oitenta os preços do petróleo mantiveram-se em

um nível estável, fazendo com que os pesquisadores da época, com algumas poucas exceções, passassem a trabalhar no aperfeiçoamento dos motores de ignição por compressão alimentados somente por diesel, de forma a melhorar o seu rendimento global e não trabalhando alternativas.

O início dos anos noventa, marcado pela Guerra do Golfo Pérsico serviu como um novo alerta ao mundo sobre a instabilidade dos preços, de oferta de petróleo e diferenças sociais e políticas que ocorrem na região. Foi um conflito bastante rápido, porém muito significativo e que provocou, durante esse curto espaço de tempo, muitas oscilações no valor do barril de petróleo no mercado internacional. Logo a seguir, contornada a crise, voltou-se à prática de preços exageradamente baixos para o petróleo, exercendo-se, sempre, uma forte pressão sobre os combustíveis alternativos que provocou a desestabilização do programa do álcool etílico carburante no Brasil. Já no início deste novo milênio, uma nova crise no Oriente Médio (*EUA x Iraque*) que ainda não logrou definição, trouxe novamente a apreensão acerca da real disponibilidade de petróleo e quais as políticas que nortearão o seu suprimento futuro.

A necessidade de substituição dos combustíveis derivados de petróleo sempre foi norteadada pela busca de alternativas preferencialmente renováveis, oriundas da biomassa, tanto para os óleos combustíveis como para a gasolina.

Ao óleo combustível, utilizado em instalações de combustão externa geradoras de vapor para produção de energia elétrica e para outros processos industriais, apresentam-se diversas alternativas viáveis como o bagaço de cana, a casca de arroz, o carvão mineral e, mais recentemente no Brasil, o gás natural.

Para os motores de ignição por centelha elétrica (*ICE*), a gasolina, são apresentadas outras diversas alternativas de combustível tanto líquido como gasoso. Ao óleo diesel, que é o suporte da agricultura e dos transportes em virtude dos modelos econômico e estrutural adotados no país, resta poucas alternativas. As pesquisas visam à substituição completa do óleo diesel por produtos da biomassa ou a substituição de frações do óleo mineral, a partir da utilização de misturas.

As alternativas mais conhecidas, para os motores *ICO*, são os “motores híbridos” ou “bicomcombustíveis” que consomem gás natural e óleo diesel ou gás natural/álcool num processo de “nebulização” ou, até mesmo, misturas de álcool e diesel. Ainda, e, principalmente, os óleos vegetais, que são denominados de “biodiesel” ou “diesel verde” podem ser utilizados, tanto modificados (esterificados) como *in natura* ou ainda misturados com o diesel convencional. Os combustíveis produzidos a partir de óleos vegetais adquirem uma importância maior à medida que se desenvolvem trabalhos sérios, sem o proposital direcionamento para privilegiar quaisquer segmentos, constituindo-se em sua maior vantagem o fato de serem produtos da biomassa e, portanto, renováveis.

Inquestionável é o fato de que 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. Em virtude dos biocombustíveis produzirem valores inferiores para as emissões dos principais poluentes, *CO*, *NO_x* e *HC*, existe todo um enfoque sob o ponto de vista ecológico que aos mesmos é atribuído. Ainda, deve-se considerar que os biocombustíveis estão apenas dando seus primeiros passos, visando substituir parte dos combustíveis de origem ou base mineral.

“O conseqüente avanço tecnológico para obtenção dos biocombustíveis, em seu curso natural, estará constantemente conduzindo o seu preço final para seguidas baixas notáveis” (DELGADO, 1994).

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.

A principal desvantagem do diesel verde, sempre apontada e discutida, é que o preço por litro não é competitivo com o preço do diesel de petróleo. Porém, normalmente, se comparam os preços do óleo diesel convencional com os do óleo vegetal adequado ao uso alimentar que é submetido, durante a sua produção, a uma série de processos e operações que não são necessários a um óleo vegetal voltado exclusivamente ao uso energético. E, deve-se ter sempre a consciência de que os preços do petróleo estão muito aquém de seus valores máximos, enquanto que os dos combustíveis originários da biomassa ainda não atingiram o seu patamar mínimo.

Este trabalho de pesquisa é parte integrante de uma série com combustíveis não convencionais que têm como objetivo final a proposta de utilização de novas alternativas que possam conduzir à minimização da dependência de empresas agrícolas de médio e grande porte dos derivados de petróleo, a partir da busca constante de auto-suficiência energética no meio rural.

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 influência

de instabilidades no oriente médio ou 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.

O Brasil com sua biodiversidade, a excelente condição edafo-climática para fixação de energia na conversão fotossintética e um dos maiores índices de aclaramento energético ($W.m^{-2}$) do planeta, deve incrementar a exploração da bioenergia. Assim, é perfeitamente confiável projetar-se um vasto potencial para implantação de cultivos energéticos com sucesso.

Outros países em outras condições de clima bem menos favoráveis, senão adversas, já apresentam disponibilidade de combustíveis alternativos para motores diesel, como os casos da península ibérica e de países do norte da África, enquanto o Brasil ainda não explora todo o seu enorme potencial de biomassa.

Muitos autores discutem a viabilidade dos cultivos energéticos e de seus riscos potenciais como, por exemplo, a substituição de culturas tradicionais e voltadas à produção de alimentos por culturas energéticas objetivando a produção de combustíveis. Segundo atualização de uma estimativa apresentada pela STI/MIC, a área necessária para produção de alimentos e atendimento de toda a população brasileira é de apenas 3,45% da extensão do território do país. Restando, portanto, uma grande disponibilidade para a produção de alimentos exportáveis nas terras facilmente agricultáveis, reservando-se para a produção de energéticos aquelas regiões não tradicionalmente utilizadas com culturas que exigem uma condução mais elaborada e condição de solo adequado. Devem também ser intensificadas pesquisas sobre os potenciais das diversas

oleaginosas do Brasil visando à produção de combustíveis e seus reais custos, como forma de reservar os grãos com maior valor de mercado para a exportação ou para uma utilização mais nobre do que a combustão.

Quanto aos problemas de deposição de material carbonoso, anotados 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 atomização necessária à formação de uma mistura ar/combustível apropriada, promovendo também uma má distribuição desta no interior da câmara de combustão. Como conseqüência, desenvolve-se uma forma anormal de combustão que conduz à produção de resíduos carbonosos característicos de uma combustão incompleta. Nestas 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).

Um importante registro em relação à energia, sob as suas mais diversas formas, deve ser feito ainda sob os efeitos do racionamento de energia elétrica que o Brasil foi submetido desde junho de 2001 até meados de 2002. Este racionamento de energia elétrica colocou novamente em tela a necessidade de se pesquisarem fontes energéticas que, além de alternativas aos combustíveis fósseis e à energia nuclear, sejam não-poluentes e renováveis. Motores movidos a biodiesel, célula-combustível, energia eólica e solar, hidrogênio, biomassa, pequenas centrais hidrelétricas, deixaram há muito de ser sonhos de ambientalistas

para se transformarem em focos de pesquisas constantes desenvolvidas em todo o mundo, principalmente a partir da aprovação do Protocolo de Kyoto em 1997.

Uma breve consideração a respeito dos combustíveis para veículos automotores de transporte individual também deve ser aqui registrada, seja como uma tendência transitória, seja como um indicativo de mudança comportamental. Atualmente, há no Brasil uma retomada de produção e vendas de veículos de passeio movidos a álcool hidratado, uma importante alternativa oriunda da biomassa, em virtude dos preços praticados para a gasolina. Um movimento de retomada do programa do álcool como carburante ganhou significância já que as conversões de motores, a gasolina para o combustível biológico tornaram-se mais simples devido à facilidade de conversão proporcionada pelos modernos sistemas de injeção eletrônica de combustível, a partir de um simples trabalho de reprogramação das unidades de comando de injeção.

Observam-se indícios de que se pode percorrer no país um caminho oposto àquele do início da década de noventa quando os motores a álcool hidratado, em veículos novos, foram praticamente “extintos” da indústria nacional. Neste mesmo campo, o gás natural veicular (*GNV*), um combustível que no Brasil ainda não era tradição, surge como uma alternativa à gasolina e ao álcool em virtude do seu baixo custo e de suas qualidades ambientais. Principalmente veículos de frota, como táxis e coletivos, estão tornando-se “bicombustíveis” com significativas vantagens em termos de custo por quilômetro rodado, ainda que exista uma baixa qualidade técnica na maioria destas transformações. Pesquisas para desenvolvimento de um motor dedicado ao uso exclusivo de *GNV*, como

forma de compensar a redução de potência que acompanha a substituição do combustível original, já são conhecidas e com resultados animadores. Estima-se que nos próximos anos já estejam disponíveis sistemas de alimentação por injeção de gás natural comandados eletronicamente, a exemplo da injeção de gasolina e de álcool, que permitirão uma maior precisão de formação de mistura ar/gás e melhor controle do desenvolvimento da combustão. A partir da definição e da implantação da estrutura de distribuição e abastecimento de *GNV*, este combustível “não convencional” assumirá, a exemplo do que ocorre no Leste Europeu, uma importante fração na composição da matriz energética de combustíveis brasileira.

Ao óleo combustível derivado da biomassa prevê-se, a exemplo do que ocorre com o óleo diesel convencional, o desenvolvimento de um vasto campo de pesquisas baseadas na utilização de eletrônica para o controle de injeção de combustível para motores de ignição por compressão.

Este trabalho de pesquisa foi delineado com o objetivo de avaliar um motor de ciclo diesel de pequeno porte, normalmente utilizado em algumas operações agrícolas, quando alimentado com um óleo de origem vegetal.

Especificamente, utilizou-se um motor monocilíndrico alimentado por óleo de soja puro ou por diferentes misturas deste com o óleo diesel convencional. Como forma de reduzir a viscosidade do óleo de soja e de proporcionar melhores condições de desenvolvimento do processo de combustão, as misturas foram submetidas a dois níveis de pré-aquecimento e o sistema injetor foi ajustado para quatro diferentes avanços de injeção.

A anotação do torque, da potência e do consumo específico permitiu uma análise comparativa com o óleo diesel mineral.

REVISÃO DE LITERATURA

2.1. O motor de combustão¹, a cronologia de seu desenvolvimento e de seus combustíveis:

O início foi com Cristián Huygens, em 1680, que construiu um dispositivo no qual um êmbolo móvel, no interior de um cilindro, era impulsionado pela explosão de pólvora. O motor de combustão interna foi praticamente ignorado até que, passados mais de cem anos, surgiu um novo progresso no desenvolvimento deste. O inglês John Barber, em 1791, referiu-se em uma patente ao uso de explosão de uma mistura de ar e gás de iluminação (destilado de carvão) objetivando produzir pressão em um recipiente fechado que ele denominou de “*exploder*” (MORRISON, 1923).

Segundo ADAMS (1959) cabe 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

¹Os termos motores *de* combustão interna e motores *a* combustão interna serão utilizados ao longo deste trabalho indistintamente

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, 1997). Em 1862, o francês Beau de Rochas, na concepção do ciclo de quatro cursos que leva o seu nome observou que: “poder-se-á levar a compressão dos motores até 5,5 e 5,6 atm. Poder-se-á levá-las mesmo, até o ponto de ignição”...

Relata STONE (1997) que Nicolaus August Otto e Eugène Langen, em 1866 e 1867, patentearam e construíram um motor atmosférico, de pistão-livre, que consumia metade do combustível utilizado pelo motor de Lenoir, desenvolvendo cerca de 10% de eficiência térmica.

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

Relatam BOULANGER *et alii* (1977) que em 1872 o americano Brayton construiu o primeiro motor a 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, com o objetivo de aumentar a potência de motores de mesmo porte e simplificar o sistema de válvulas, Dugald Clerk idealizou o ciclo de $2T$. Clerk construiu seu primeiro motor de $2T$ em 1881. Anteriormente, já havia publicado a primeira análise de rendimento do ciclo de Otto conforme relatam STONE (1997) e OBERT (1971).

Em 1889 surge o primeiro trator com motor de combustão interna (REIS *et alii*, 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 Ausburg na Alemanha”. Apresentando um rendimento de 24% constituiu-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 novo motor que funcionou satisfatoriamente desenvolvendo 20 cv a 172 rpm, com consumo específico de 247 g/cv.h 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 apresentando, 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 alii* (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, foi a expiração dos prazos de validade das patentes de Diesel em 1910 e que uma menção especial deve ser reservada a Robert Bosch e à 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 ...”. Rudolphe Diesel, em 29 de março de 1913 desapareceu no mar, a bordo do paquete alemão “*Dresden*”, em circunstâncias obscuras.

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. Na década de 70 foram desenvolvidos e incorporados aos motores diesel, turbocompressores e

resfriadores de ar (*intercoolers*) e, também, relatadas diversas experiências de uso dos óleos vegetais como combustível. De 1980 a 2000 os pesquisadores concentraram suas pesquisas no aumento de rendimento do motor diesel convencional, registrando-se nestas duas décadas uma grande evolução no setor. No ano 2000, entraram em produção no Brasil os motores diesel com sistemas de injeção eletrônica de diesel que, com o natural desenvolvimento de tecnologia, certamente conduzirá seu rendimento a um patamar superior.

De acordo com DELGADO (1994) as conclusões obtidas por Diesel, quando da condução dos experimentos com óleos vegetais em seus motores, estão muito próximas às obtidas em estudos realizados recentemente, quais sejam:

- Melhoria do rendimento termodinâmico em comparação com aqueles obtidos com óleo diesel convencional;
- Consumo específico superior em torno de 5%;
- Reduzidos problemas de funcionamento.

2.2. O motor diesel e a agricultura:

REIS *et alii* (1999) ressaltam que a importância dos motores diesel como fonte de potência no meio rural fica evidente quando se estima que quase a metade do consumo final de combustível do setor agropecuário deve-se ao uso de tratores.

Segundo MIALHE (1980): “nos motores diesel, que equipam a totalidade dos nossos tratores agrícolas, o ar é succionado através de um filtro ou purificador, para o interior dos cilindros onde em cuja parte superior encontram-se as câmaras de combustão. Essa câmara é o espaço que resta após o êmbolo ter atingido o final de seu curso “ascendente”. Aí se encontra a extremidade do bico injetor, responsável pela introdução do combustível finamente pulverizado. O ar admitido no cilindro ao ser comprimido na câmara de combustão, rapidamente atinge elevadas temperaturas. Ao ser pulverizado no ar comprimido e aquecido o óleo diesel entra em combustão desenvolvendo altas pressões. Sob a ação destas pressões, o êmbolo movimenta-se em seu curso “descendente” imprimindo movimento à árvore de manivelas e ao volante do motor”.

DOMSCHKE & GARCIA, já em 1968, informavam que os motores diesel, ou de combustão espontânea, permitem a obtenção de elevados rendimentos térmicos e que os de ciclo a $4T$ são construídos desde pequenas potências até modelos com milhares de kW . Enfatizavam, ainda, que o seu baixo consumo de combustível faz com que sejam empregados em aplicações onde a utilização diária é elevada, caso de embarcações, de tratores e de caminhões pesados.

Para BOULANGER *et alii* (1977) o motor diesel pode operar com variados combustíveis líquidos e em locais onde os combustíveis gasosos são disponibilizados a preços vantajosos, uma combinação de líquidos e gasosos também é possível, sendo então denominado “bicomcombustível”. A maior compressão, aliada a uma maior expansão proporciona aos diesel um rendimento térmico superior ao dos motores a gasolina; disso pode-se concluir que o primeiro apresenta uma maior economia de combustível.

A utilização de motores diesel na agricultura é indiscutível devido à sua robustez, confiabilidade, maiores desempenho e vida útil, apresentando menor consumo e rendimento superior quando comparados aos motores de ciclo Otto. “O ciclo de Diesel, se realiza em dois ou quatro tempos, da mesma maneira que o ciclo de Otto. Entretanto, os motores dos tratores nacionais e os pequenos motores diesel estacionários, de uso largamente difundido no meio rural e produzidos no país, em sua quase totalidade são a quatro tempos ...” (MIALHE, 1980).

Estabelece AMANN *apud* LILJEDAHN *et alii* (1984) que: “o motor de pistão e em especial o de ciclo diesel está bem estabelecido e não é provável que possa ser substituído imediatamente, ressalte-se, porém, que os fabricantes de máquinas agrícolas e de motores estão numa contínua busca de novos tipos de mecanismos conversores de energia”.

Conforme PUGLIESI (1976): “um item importante a observar é que os óleos vegetais podem ser empregados como combustível para motores de ignição por compressão no caso de falta de óleos minerais”.

Explica VSÓROV (1986) que os motores, que são as unidades conversoras da energia química do combustível em trabalho mecânico, quase na totalidade dos utilizados em tratores e colheitadeiras são de ciclo diesel, a *4T*, com arrefecimento líquido ou a ar e com ou sem sobrealimentação por turbocompressor.

Para REIS *et alii* (1999), o motor diesel encontra-se estabelecido como fonte de potência para tratores e colhedoras. O motor diesel é, e continuará sendo, sem dúvida, a unidade de potência padrão para os tratores agrícolas. De uma maneira geral os motores diesel utilizados em tratores e colhedoras têm como características predominantes o uso de ciclo

de $4T$ com alimentação de ar natural (aspirado) ou superalimentado por turbina; injeção direta de combustível, três quatro ou seis cilindros dispostos em linha com arrefecimento líquido.

Conforme ARIAZ-PAZ (2000) os trabalhos agrícolas e os trabalhos especiais exigem do motor um potente esforço continuado, os quais impõem ao motor do trator características que o diferenciam dos automóveis. Ainda, os motores para tratores devem ser especialmente robustos e projetados para funcionar constantemente entre média e plena carga. Assim, os motores para aplicações agrícolas são de ciclo diesel, apresentam peso por unidade de potência (kg/kW) superior aos dos motores de automóveis e o regime de rotações é menor. Enfatiza ainda que, embora os motores para tratores pareçam antiquados e toscos em comparação com os de automóveis, na realidade não o são; são apenas mais simples e apresentam sempre consumo específico de combustível menor. A robusta simplicidade do motor diesel do trator responde às necessidades de funcionamento e as conveniências de uso. Para aplicação agrícola, principalmente em tratores, os motores devem apresentar elevada reserva de torque como forma de absorver as constantes variações de carga e de rotação.

Para que possamos apresentar mais claramente as profundas diferenças de projeto, construção e aplicação de motores, especialmente entre aqueles motores utilizados em automóveis (*ICE*) e os motores de uso agrícola, industrial ou marítimos foram reunidas, no Quadro 01, as suas principais características.

Estão considerados apenas os motores a quatro tempos, que são aqueles que apresentam a maior gama de aplicações.

Quadro 01 – Comparação entre motores *ICO* e *ICE* a 4 Tempos
(adaptado de REIS *et alii*, 1999).

	Motor <i>ICO</i> (diesel)	Motor <i>ICE</i> (otto)
Tipo de combustível	Óleo diesel <i>Óleos vegetais</i> Ésteres de óleos vegetais	Gasolina Gás natural Álcool etílico (AEHC) Álcool metílico
Taxa de compressão	16:0 a 33* :1	8:5 a 12,6:1
Processo de combustão	<i>Combustão espontânea</i> (calor de compressão)	<i>Ignição por centelha elétrica</i>
Destinação - aplicação recomendável do motor (carga, rotação)	Aplicados em trabalhos que exigem <i>altos torque e potência</i> (altas cargas) a baixas e médias rpm ...	Trabalhos que exigem uma <i>alta potência</i> a elevadas rpm ...
Rotação de potência máxima (rpm)	Abaixo das <i>3000 rpm</i>	Geralmente acima das <i>5000 rpm</i>
Admissão	<i>Ar atmosférico</i> , na quantidade limitada pela cilindrada e aproximadamente constante em toda a faixa de utilização do motor	<i>Mistura ar/combustível</i> , na quantidade graduada pelo acelerador e variável em função da potência
Relação de mistura (<i>RAC</i> ou lambda)	Ampla faixa de variação (<i>15:1 a 100:1</i>) sempre $\lambda > 1$	Pouco variável, de <i>7:1 a 20:1</i> ($1 \leq \lambda \leq 1$)
Combustão	Injeção do combustível sempre <i>APMS</i> (<i>10 a 21°</i>)	Produção de faísca elétrica sempre <i>APMS</i> (<i>10 a 40°C</i>)
Temperatura dos gases de exaustão	De <i>450 a 580 °C</i>	De <i>680 a 800 °C</i>
Controle de potência	Variação da quantidade de combustível por ciclo de injeção	Variação da quantidade de mistura admitida por ciclo

* Considerado o motor ELKO de elevada compressão dinâmica.

Segundo LILJEDAHN *et alii* (1984) e REIS *et alii* (1999), os motores de ciclo diesel são projetados para funcionar com um elevado fator de carga, isto é, operar grande parte do tempo desenvolvendo potências próximas da máxima. No caso específico de motores para tratores, espera-se que a potência produzida possa ser de 85 a 90% da potência máxima por um prolongado período de tempo. Os motores de ignição por compressão a quatro tempos são a principal fonte de energia na agricultura, especialmente nos casos em que se necessita elevados fatores de carga, baixo consumo, elevada potência, grande confiabilidade e em que o peso não é fator limitante.

Esse é o caso do seu emprego em tratores, colhedoras autopropelidas, conjuntos moto-bomba, pequenos motores estacionários (trituradores, geradores elétricos, pequenas máquinas), entre outros. Um bom motor diesel para aplicação em tratores agrícolas deve apresentar as seguintes características:

- ser compacto;
- possuir alta relação potência/peso;
- ter grande durabilidade;
- apresentar baixo custo de aquisição e manutenção.

2.3. A “agroenergética”:

Define GONZÁLEZ (1994) que o ramo da agricultura que objetiva a produção e aproveitamento da biomassa com fins energéticos – os cultivos

energéticos - denomina-se “agroenergética”. A sua finalidade estabelece uma distinção em relação às atividades agroalimentares e agroindustriais, tradicionalmente consideradas na agricultura clássica. A agricultura europeia, por exemplo, na última década do século XX sofreu uma completa reestruturação devido ao êxito produtivista de seus agricultores que resultou em elevados níveis de excedentes alimentares. Tal fato, juntamente com o alto custo de produção, deu origem a que, na Política Agrária Comum, se passasse a fomentar e a incentivar o abandono de terras de cultivo para produtos alimentares tradicionais e se potencializassem utilizações alternativas a estas. Entre as atividades alternativas propostas encontram-se o turismo rural, a produção de matéria-prima para indústrias de transformação, plantas medicinais e o “cultivo energético”.

Para DELGADO (1994) a “agroenergética” sugere ser a alternativa mais viável pois o seu importante produto - *a energia* - é o único com demanda ilimitada. A utilização de terras não facilmente agricultáveis com culturas tradicionais para a produção de espécimes não alimentares é, atualmente, uma importante alternativa sócio-econômica alimentada pela sempre presente necessidade de substitutos para o petróleo.

GONZÁLEZ (1994) explica que tal situação é muito diferente do restante do mundo, apresentando-se assim um paradoxo entre regiões com excedentes alimentares e fome em outras.

RIVA *et al* (1994) afirmam que a utilização energética da agricultura não oferece nenhum problema em relação à potencial colocação das colheitas visto o enorme consumo de combustíveis fósseis em países industrializados e que, além disso, é notável o potencial tecnológico para a aplicação em países de terceiro mundo.

Para VILLAMUELLAS (1994) a dependência do petróleo conduz à necessidade de alternativas mediante o cultivo de matérias-primas renováveis. Ressalta que os problemas atuais são os custos dos combustíveis biológicos que são maiores que dos derivados do petróleo e que não existem muitos motores de combustão adequados ao uso de óleos vegetais. Sugere que deverá haver maior investigação para as técnicas de produção e refino dos biocombustíveis e, ainda, adequação de motores ao uso de óleos vegetais para que estes possam ser uma alternativa viável. Faz uma importante observação sobre a relação energética global (energia consumida *versus* energia produzida) que, claramente perceptível, deve ser positiva e significativa para os biocarburantes. Ou seja, devem ser produzidos elevados rendimentos em biomassa colhida com um mínimo de aporte energético.

LUNA (1990) recorda que os combustíveis na forma líquida proporcionam mais energia por unidade de volume que os combustíveis gasosos, sendo mais facilmente transportados e acondicionados.

Conforme relatório do grupo temático coordenado pela STI/MIC (1985), diante da diversidade de combustíveis com que os motores diesel podem ser alimentados, existe um sem número de trabalhos realizados com os mais variados tipos de combustível e sendo obtidos, em correspondência, também os mais variados resultados. Uma consequência direta de tais trabalhos foi a necessidade de discussão dos tipos de óleos com potencialidade para utilização como combustível sob a ótica da economicidade e da viabilidade técnica.

PRYOR (1983) ressalta que o maior volume de óleo vegetal produzido no mundo é o de soja sendo, pois, o mais indicado como combustível.

Os óleos de soja, de milho, semente de algodão, gergelim e colza são os que apresentam as propriedades combustíveis mais favoráveis. O óleo de soja é o candidato indicado para uso em motores pois é barato, disponível em largas quantidades, possui a maior relação energética global e que possui um bom rendimento de energia por hectare.

Segundo DOMÍNGUEZ (1995) os produtos energéticos obtidos na fase líquida que podem ser utilizados como carburantes de motores de combustão, são os óleos vegetais com diferentes graus de transformação e os álcoois que atingem valores de relação energética global entre 2 e 2,5 incluídos os valores energéticos dos subprodutos.

Considera DELGADO (1994) que na Europa as chaves para o desenvolvimento futuro passam pela “agroenergética”, recomendando de maneira especial a aceleração de programas para uma maior produtividade de espécies vegetais com potencial energético, e também das instalações de transformação ou conversão dos produtos vegetais objetivando a redução de custos. Recomenda que trabalhos para a otimização dos motores, a serem alimentados com os biocombustíveis, devem ser incrementados e incentivados para a eliminação dos problemas decorrentes de sua utilização.

MARTINEZ (1995) ressalta que o biodiesel, quando produzido numa planta industrial adequada, encontra-se próximo à cifras que o fazem competitivo com o óleo diesel sempre e quando não se aplicam os impostos especiais de carburantes ou se aplique um percentual reduzido, no máximo, próximo a 10%. Informam os trabalhos de LUNA (1990) que os óleos de soja, de oliva e de algodão apresentam relação energética global sempre positiva, com valores de 3,88; 5,5 e 1,83 respectivamente.

“A produção de óleos vegetais é de fácil técnica e de amplo conhecimento, podendo ser oriunda de uma prensagem mecânica seguida de um processo de filtração para retirada de resíduos e impurezas” (VILLAMUELAS, 1994).

CAVALLI (1993) afirma que para uma substituição válida do óleo diesel em um motor *ICO*, em termos gerais, um biocombustível deve:

- requerer poucas modificações no motor;
- requerer limitados investimentos no processo de substituição;
- não apresentar redução de potência ou restrição de aplicação;
- estar prontamente disponível;
- garantir um balanço energético global positivo;
- apresentar um preço competitivo com o óleo diesel convencional.

Para GOODIER *et alii*, HAMMOND *et alii*, citados em BALDWIN (1983), os óleos vegetais são os combustíveis obtidos de fontes renováveis que proporcionam duas ou mais vezes energia do que o aporte requerido para a sua produção. Entre os diversos produtos naturais fixadores de energia solar, os glicerídeos, ou óleos vegetais constituem a fonte renovável mais promissora à obtenção de combustíveis líquidos. Além de o alto poder calorífico, os óleos vegetais detêm qualidades comumente não encontradas em outras formas alternativas de combustíveis:

- ausência de enxofre na mistura de glicerídeos;
- sua produção, em nível industrial, não gera substâncias danosas ao meio ambiente.

2.4. A câmara de combustão, a injeção e os biocombustíveis:

MIALHE (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 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.

Citam-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 alii* (1977) citam que 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 único orifício de injeção e a comunicação da câmara de 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 a parte combustível.

Informam BARTHOLOMEW *apud* ISHII *et al* (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.

A Figura 1 representa um motor com câmara de combustão dividida tipo “câmara de pré-combustão” onde se pode observar, na cor vermelha, os dois ambientes onde se realiza a combustão.

A câmara de combustão do motor *AGRALE M90* utilizado no trabalho possui esta configuração.

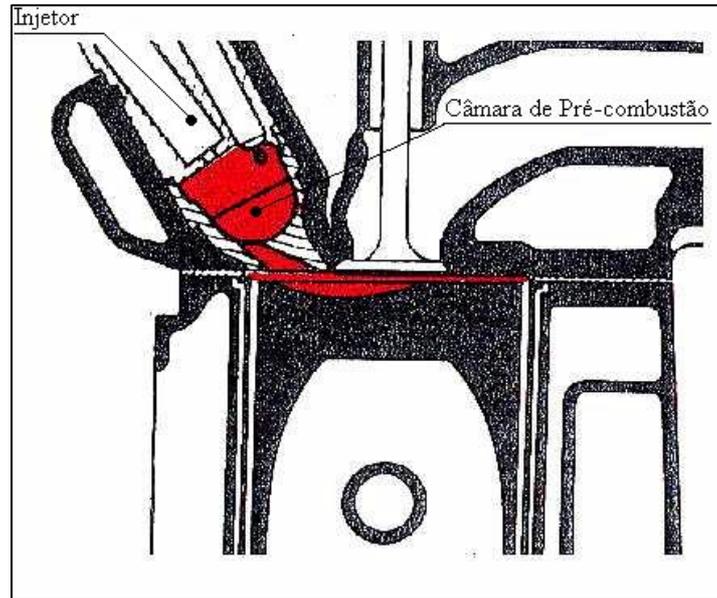


FIGURA 1 – Sistema de injeção indireta para motores *ICO* do tipo “câmara de pré-combustão”. (Adaptado de BOULANGER et alii, 1977).

MAZED *et alii* (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 *et al* (1994) 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 da 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 do jato de combustível emergindo através do orifício do bico injetor combinadas com as 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 alii* (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 biocombustíveis 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 *et al* (1994) 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 0°C como os óleo de colza e de soja, por exemplo, apresentando sempre uma elevada viscosidade. O poder calorífico inferior (MJ/kg) é, em média, 10% inferior ao do óleo diesel, enquanto que para a tonalidade térmica (MJ/dm^3) esta diferença se reduz a valores entre 3 e 5% .

Relatam HUMKE & BARSIC *apud* NIEHAUS *et alii* (1986), que as curvas de destilação sugerem que os óleos vegetais podem experimentar decomposição térmica sob temperaturas que podem ser encontradas pelo jato de 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 resultando foi um combustível com maior poder calorífico e com melhor número de cetano do que o óleo vegetal originário. Com este combustível, num motor com injeção direta, 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.

Determinam RIVA *et al* (1994) 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 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. O Número de Cetanos e a combustão nos motores diesel:

Define LEONTSINIS (1988) que o número de cetanos (*NC*) de um óleo combustível caracteriza o “retardo de ignição”², que é um curto período de tempo que decorre entre o momento da introdução das primeiras gotículas de combustível injetado na câmara de combustão e o instante em que se inicia o processo de combustão propriamente dito. Quanto maior o retardo de ignição tanto maior será a quantidade de combustível que se acumula na câmara, antes da combustão, podendo-se produzir um efeito semelhante à detonação dos motores de ignição por centelha elétrica.

² Os termos: “atraso de combustão”, “atraso de ignição”, “retardo de combustão”, e “retardo de ignição” serão utilizados indistintamente ao longo deste trabalho.

Quanto maior o *NC*, menor será o retardo de combustão e, conseqüentemente, menor será a quantidade de combustível na câmara de combustão quando ocorrer a ignição. O número de cetanos pode ser aumentado pela aditivação com os elementos químicos corretos em natureza e em dosagem, como o nitrato de amila.

TAYLOR *apud* IÇINGÜR *et al* (2002), determina que numa escala de 0 a 100 convencional, o óleo diesel derivado de petróleo deve apresentar um número de cetanos entre 45 e 55 para que a combustão se processe de uma maneira otimizada mas estabelece que, para motores de baixa rotação, podem ser usados combustíveis com número de cetano de até 35. O número de cetanos é função de muitas características dos combustíveis, tais como: temperatura de ignição, viscosidade, calor específico e composição química. O retardo da combustão deve permitir que, após a injeção, haja a dispersão do combustível na câmara formando uma mistura ar/combustível de composição adequada que promova o desenvolvimento de uma queima gradual e controlada, com gradientes de pressão e temperatura limitados.

Segundo GIACOSA (1964) a turbulência do ar, a pressão do sistema de injeção, a forma do jato combustível, o tipo de câmara de combustão e a temperatura do combustível injetado são fatores que influenciam a forma de desenvolvimento da combustão dos motores de ignição por compressão.

LILJEDAHN *et alii* (1984) relatam que o *NC* depende da composição química e que, em geral, os combustíveis com alto *NC* permitem que o motor apresente boas características de partida a baixas temperaturas e um rápido aquecimento sem explosões nem fumaça branca, reduzindo a formação de depósitos de verniz e carvão e a detonação no motor diesel.

Para OBERT (1971) o nome atraso de ignição é consignado para o tempo consumido pelos atrasos físico e químico, sendo que para combustíveis leves o retardo físico da combustão é pequeno, enquanto que para os combustíveis pesados, mais viscosos, o atraso físico pode ser o fator controlador da combustão. O retardo físico é reduzido pelo uso de altas pressões de injeção e elevada turbulência para facilitar a dispersão do jato. O retardo da ignição é mais curto que a duração da injeção.

Define LEONTSINIS (1988), os quatro estágios em que a combustão nos motores diesel se realiza:

- retardo de ignição (físico e químico);
- aumento rápido de pressão;
- elevação de pressão gradual ou controlada;
- queima no curso de expansão.

No motor diesel, os processos físicos incluem o transporte do combustível e do ar para o motor, a mistura de ambos e o fornecimento de condições favoráveis à reação química. A duração do retardo entre a injeção e a ignição é controlada pelo projeto do motor, a temperatura do ar e do combustível, a composição e o grau de atomização do combustível. Os hidrocarbonetos constituintes do combustível diesel afetam o processo de combustão. O número de cetanos é elevado pelo teor de hidrocarbonetos parafínicos no combustível.

Para TAYLOR *apud* IÇINGÜR *et al* (2002), a variação do número de cetanos permite uma forma de determinação das características de rotação do motor. Um incremento no número de cetanos afeta a eficiência da

combustão e assegura facilidade de partida do motor. Porém, para um número de cetano elevado, o retardo de ignição é demasiado curto para a dispersão do combustível na câmara de combustão, conduzindo à redução da eficiência do motor e ao aumento na produção de poluentes. Ainda, em casos de cetano reduzido, a partida do motor é dificultada e pode levar o motor à condição de “batida” com efeitos bastantes similares à detonação dos motores de ignição por centelha elétrica (motor de ciclo Otto).

NWAFOR *et alii* (2000) relataram a redução do período de retardo da combustão de um motor alimentado por óleo de colza puro quando o ponto de injeção foi avançado em mais $3,5^\circ$, além do recomendado para uso do óleo diesel, porém com um ligeiro aumento de consumo de combustível.

KIDOGUCHI *et alii* (2000) apresentaram como resultados de seus experimentos que um elevado número de cetanos causa pequenos retardos de combustão e de calor liberado nos estágios iniciais da combustão e uma longa duração da combustão. Em motores de baixa rotação podem ser usados combustíveis com *NC* de até 35, apresentando-se assim uma abertura para a aplicação dos óleos vegetais: “combustível para motores de baixa rotação”.

GÖERING *et alii apud* RAO & MOHAN (2002) relataram que os diferentes óleos vegetais apresentam um número de cetanos aceitável, numa faixa entre 35 e 45.

A Figura 2 apresenta, de forma esquemática, os estágios característicos do processo de desenvolvimento da combustão num motor de ignição por compressão.

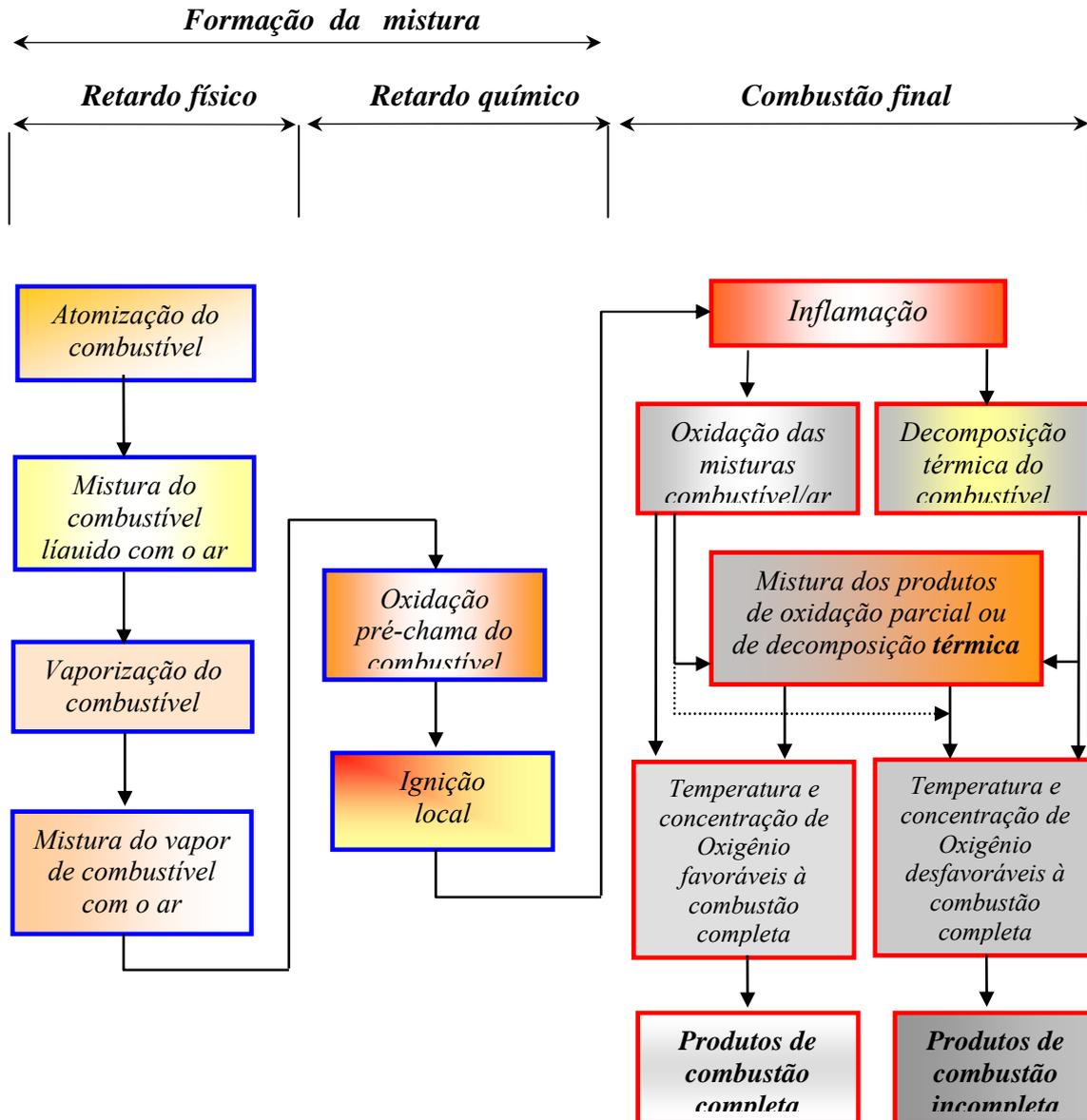


FIGURA 2 – Processo de combustão característico de um motor de ciclo diesel (adaptado de ELLIOT *apud* OBERT, 1971).

Ainda, segundo LEONTSINIS (1988), a combustão no motor diesel se dá em alguns milésimos de segundo, quando o combustível deve ser misturado com o ar, vaporizar-se, sofrer auto-ignição e queimar-se completamente. A necessidade de uma boa vaporização e de boas características de auto-ignição são muito importantes durante o período de

partida quando a temperatura no cilindro é baixa. Uma vez aquecido o motor, a temperatura geralmente é suficiente para rapidamente vaporizar o combustível e provocar a combustão espontânea.

2.6. Experiências anteriores de utilização de óleos vegetais em motores diesel e os problemas observados:

O emprego direto de óleos vegetais em motores de combustão interna, apesar de experimentado desde o advento do motor diesel, ainda é sujeito à muitas discussões e controvérsias. As primeiras alusões a respeito de sua eficiência como combustível vêm do início do século desde a Exposição Universal de Paris.

Foram resgatadas, em estudos realizados pela STI/MIC (1985), as experiências realizadas em diversos países, sobretudo no período que vai de 1920 a 1940. Na década de 20, no então Congo Belga (Congo), empregou-se óleo de dendê em motores de ignição por compressão, verificando-se funcionamento normal apenas com consumo específico cerca de 30% superior ao diesel de petróleo.

No Brasil, vários estudos de um grupo temático foram coordenados pela STI/MIC para escolha das oleaginosas a serem utilizadas na produção de combustíveis para motores de ignição por compressão. Destacaram estes que, a cultura da soja, dentre as várias espécies potenciais constituía-se como expressão única capaz de gerar excedentes consideráveis no Brasil.

Várias oleaginosas, de culturas perenes, também foram avaliadas devendo ser destacado o potencial da mamona, do babaçu, do dendê e do pequi.

Relembra LUNA (1990) que já em 1928, Gautier ensaiava motores alimentados com óleos vegetais e que diversos trabalhos continuam, ainda, na atualidade em maior ou menor grau.

Experiências particularmente interessantes foram realizadas no Norte da África, quando motores de 50 a 1000 kW de potência foram operados satisfatoriamente com óleo de dendê por longos períodos. Na Índia, em 1940, foram experimentados uma dezena de óleos vegetais em motores diesel, que produziram maior formação de resíduos, principalmente nos bicos injetores. Com exceção do óleo de algodão, os demais óleos apresentaram maior consumo específico em relação ao óleo diesel.

Em 1949, na França, estudos concluíram que o óleo de *Jatropha curcas* L., o pinhão-manso, se prestava bem como combustível para motores diesel e que as potências desenvolvidas eram semelhantes, usando-se o óleo diesel ou o óleo de pinhão-manso.

Em NIETSCKE & WILSON *apud* NIEHAUS *et alii* (1986) estão relatados testes realizados com motores diesel alimentados por óleo de amendoim.

Para PENIDO FILHO (1981) os óleos mais comuns, cuja matéria prima é abundante no Brasil são: soja, amendoim, algodão, babaçu e dendê; todos com bom poder calorífico, porém sempre inferiores ao diesel convencional e com número de cetano também inferior. Adverte que o óleo vegetal *in natura* mostra-se um combustível alternativo que necessita de melhoria, face aos problemas apresentados em motores de injeção direta.

Conforme DELGADO (1994) pode-se analisar, sob dois aspectos diferentes, o binômio motor-biocombustível:

- O de modificações em motores para utilizar diretamente os biocombustíveis em seu estado natural ou em misturas com o diesel convencional;
- O de modificações que necessitam os biocombustíveis para poder substituir inteiramente os carburantes de origem mineral.

REITZ & BRACCO *apud* MSIPA *et alii* (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.

VARDE (1984) afirma que o rendimento de um motor diesel de injeção indireta é determinado pelas propriedades do combustível utilizado e pela maneira na qual o mesmo é introduzido na câmara de combustão. Isto, por sua vez, depende das características do jato de combustível emergindo através do bico injetor, em combinação com as características aerodinâmicas da câmara. Durante os testes conduzidos foram observadas maiores pressões, de pico e média, durante o período de injeção. O incremento na pressão de injeção pode levar ao aumento de penetração do jato de combustível na câmara de combustão. Com a adição de óleos vegetais em misturas com o diesel convencional a duração da injeção cresce em volume, em torno de 10% em relação à do diesel, o que pôde ser atribuído à viscosidade que diminui o percentual de vazamentos (*blow-by* na bomba). Observou-se, também, que o ângulo de cone do jato formado é inversamente proporcional à fração de óleo vegetal na mistura e

uma redução do rendimento térmico a cargas maiores de teste, devido à pior atomização dos óleos vegetais que resulta em menores taxas de liberação de calor. Ângulos de cone do jato de combustível menores indicaram menor dispersão do combustível, resultando pior atomização e sugerindo pior rendimento da combustão. Uma atomização pobre aliada a uma baixa penetração do jato de combustível conduz ao incremento na emissão de fuligem.

Apontam RAO & MOHAN (2002) que, para a operação de um motor diesel de injeção direta com óleo de algodão cru, o uso de turbocompressor foi fundamental para produção de maior potência e consumo específico cerca de 15% inferior ao diesel convencional.

Segundo LILJEDAHN *et alii* (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 do 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.

Os problemas, normalmente citados, advindos da utilização de óleos vegetais em motores diesel, conforme apresentam RIVA *et al* (1994) podem ser agrupados:

- a presença de compostos insaturados em sua composição;
- a viscosidade sempre elevada e variável;
- ponto de névoa elevado;
- a formação de depósitos após a combustão;
- obstrução de filtros e injetores;
- a diluição do lubrificante quando da utilização de ésteres;
- odor desagradável emitido;
- custo operacional proibitivo;
- a presença de glicerina na composição que emite acroleína.

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. 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. Viscosidade elevada causa atomização deficiente, gotículas grandes, alta penetração do jato, ficando a nebulização e a mistura de combustível e ar prejudicadas, em consequência a combustão não é boa provocando perdas de potência e de 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. 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.

Resgatam FUENTES *et alii* (1994) as experiências de Walton, conduzidas em 1938, onde foram obtidas potências com óleo vegetal pouco diferentes daquelas com diesel convencional, resultado também confirmado nos trabalhos de CHOWHURY (1942) e de MARTINEZ (1944), sendo que este último afirmou obter potências maiores com consumos específicos também maiores.

Define DOMÍNGUEZ (1995) que óleos vegetais utilizados diretamente em motores de injeção direta não são adequados devido ao aparecimento de resíduos carbonosos e por problemas causados no sistema de injeção devido à elevada viscosidade, no entanto em motores com pré-câmara são eficazes como já demonstrado experimentalmente.

Para VILLAMUELLAS (1994) a utilização de óleo de soja cru produz carvão e formação de gomas. A maior viscosidade dos óleos vegetais origina problemas de alimentação a baixas temperaturas e proporciona pouco poder lubrificante. A pulverização não é apropriada e observa-se, ainda, entupimento dos filtros. Adverte, porém, que existe uma necessidade premente de que se resolvam tais problemas para proporcionar aos agricultores um "*seguro de combustível*", se quisermos fazer frente a uma crise alimentícia mundial ocasionada pela redução da oferta de produtos petrolíferos.

2.7. Os óleos vegetais, sua reciclagem e as emissões residuais:

Conforme nos apresenta VILLAMUELLAS (1994), a opção pelos óleos vegetais era apenas uma busca de alternativas para substituição do óleo diesel, porém começaram a ser observados sob outro enfoque, haja vista não causarem cargas adicionais de CO_2 na atmosfera, pois não há a combustão de materiais fósseis que contribuam para o efeito estufa. Com os biocombustíveis há, na realidade, um ciclo onde o CO_2 produzido é após fixado pelos vegetais que servirão de matéria prima para combustível.

COSTA NETO *apud* RABELO (2001) aponta uma alternativa interessante quando demonstra ser possível a obtenção de biodiesel de óleos vegetais utilizados em frituras de alimentos. A reciclagem de resíduos, de um modo geral vem se mostrando cada vez mais necessária e vantajosa. Relatam que, baseando-se na ZERI (*Zero Emissions Research Initiative*), que apoia projetos que visem o aproveitamento de resíduos para utilização como matéria-prima em outros processos, desenvolveu-se na região metropolitana de Curitiba, PR, uma experiência piloto de reutilização de óleos de fritura para produção de biodiesel.

O combustível vegetal, misturado numa proporção de 5% ao óleo diesel, ajuda a reduzir a emissão de partículas de enxofre e o efeito lubrificante do biodiesel ameniza o desgaste da bomba injetora e, ainda, os motores a óleo vegetal possibilitam uma redução de 11 a 53% na emissão de monóxido de carbono e os gases da combustão do biocombustível não emitem dióxido de enxofre, um dos causadores da chuva ácida (MENCONI *apud* RABELO, 2001).

A Figura 3 apresenta de forma esquemática a recirculação do CO_2 com o uso de biocombustíveis.

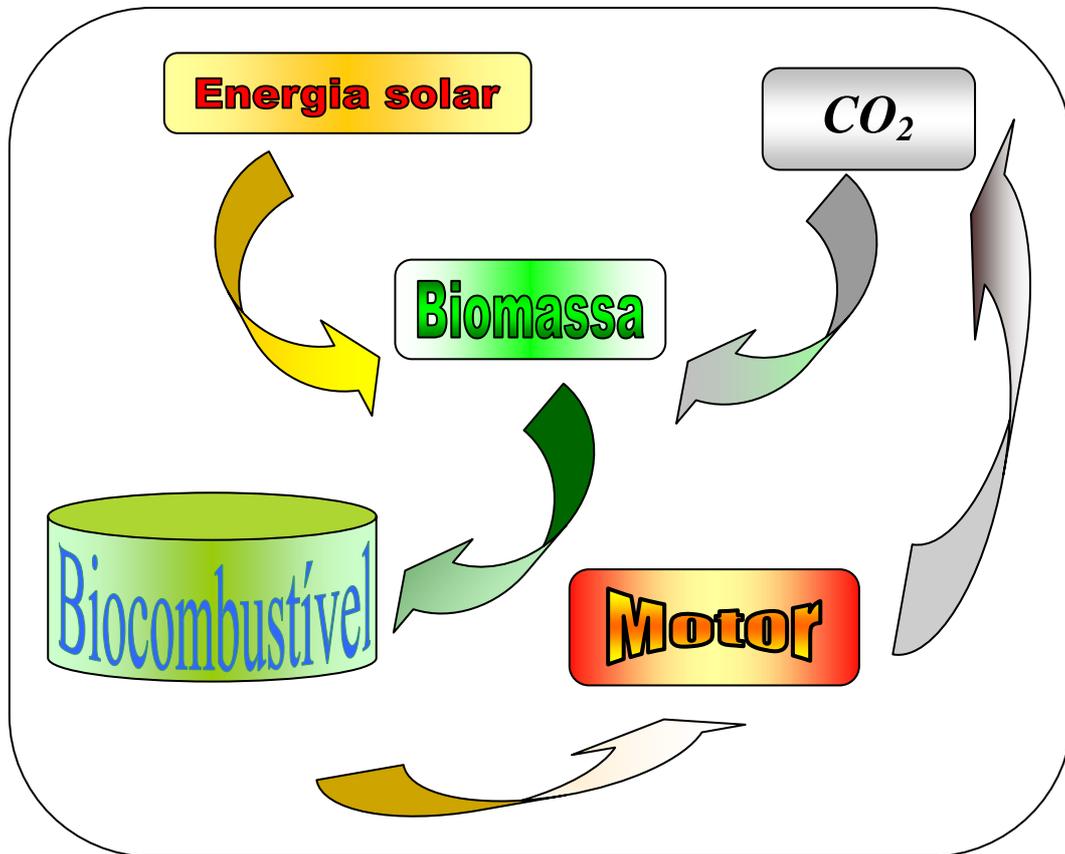


FIGURA 3 - Recirculação do CO_2 devida ao uso de biocombustíveis.

NWAFOR *et alii* (2000) demonstraram que existe uma significativa diferença entre as emissões de hidrocarbonetos produzidas por um motor quando alimentado por óleo de colza e quando alimentado por diesel de petróleo. O óleo diesel apresentou maior emissão de hidrocarbonetos não queimados em todas as faixas de operação.

Por outro lado, relatam BARI *et alii* (2002) que os resultados de experiências com óleo de dendê pré-aquecido a $92^{\circ}C$, relativos à emissão de CO e NO_x , foram em média 9,2% e 29,3% maiores do que com o diesel

convencional, respectivamente. Sugerem que isto se deve às reações químicas que o óleo vegetal atomizado sofre na câmara, tais como a decomposição térmica e a polimerização, produzindo componentes pesados e de baixa volatilidade. Resultam deste processo bolsões de mistura rica, produtores de mais CO devido à deficiência de oxigênio. O maior teor de NO_x deve-se aos maiores picos de pressão observados na combustão do óleo de dendê que, por sua vez, produzem temperaturas mais elevadas na câmara e que conduzem à maior produção de óxidos de nitrogênio.

KIDOGUCHI (2000) afirma que o conteúdo de aromáticos no óleo diesel incrementa as emissões de material particulado e de NO_x a cargas elevadas, embora as características gerais da combustão não sejam sensíveis ao teor de HC aromáticos sendo que os óleos vegetais são isentos destes compostos.

Informa QUICK *apud* RAO & MOHAN (2002), em trabalho de revisão sobre o estado da arte dos combustíveis biológicos que estes reduzem consideravelmente a emissão de poluentes, principalmente os compostos relacionados a enxofre e o CO , quando comparados ao diesel convencional.

Para GRABOSKI & McCORMICK (1997), uma importante diferença de composição entre o diesel e os óleos vegetais é o conteúdo de oxigênio já que os óleos vegetais contém entre 10 e 12% (em peso) de oxigênio na sua composição, o que reduz sua densidade de energia e a emissão de material particulado, podendo porém incrementar a quantidade de óxidos de nitrogênio produzidos.

Demonstra o trabalho de NWAFOR *et alii* (2002), que as emissões de HC não queimados, em motores operados com óleo de colza pré-aquecido

e também com óleo não aquecido previamente, foram significativamente inferiores às aquelas com óleo diesel convencional.

Conforme ROMERO *et al* (2002) o uso de biocombustíveis, em geral, repercute sobre o meio ambiente com uma redução nas emissões contaminantes como consequência da ausência de enxofre e cloro na sua composição. No caso específico do biodiesel, este ocasiona uma redução nas emissões de SO_2 , praticamente inexistente, de CO , HC não queimados e material particulado.

Explica DOMÍNGUEZ (1995) que, como os óleos vegetais não possuem enxofre em sua composição, reduzindo a formação de particulados e elementos corrosivos, possibilitando a utilização de catalisadores para tratamento dos gases de escape, o que não é possível com o óleo diesel convencional.

2.8. O uso de pré-aquecimento do biocombustível:

“Aquecer o combustível para aumentar a temperatura do mesmo na bomba injetora não resulta em um incremento correspondente na temperatura do injetor que se situa em torno de $85^{\circ}C$ e é considerada típica de motores *ICO*” (PETERSON *et alii*, 1983).

“Substituir o diesel inteiramente por óleo de soja em um motor *ICO* requer que o óleo tenha sua viscosidade reduzida” (NIEHAUS *et alii*, 1986).

PRYOR *et alii* (1983) descrevem uma pesquisa em que se utilizou um pré-aquecedor elétrico para manter o combustível à temperatura de 57°C para provocar uma mudança na viscosidade do óleo de soja e aproximá-la do diesel convencional. Num motor diesel de injeção direta utilizaram: óleo de soja cru, óleo de soja cru/degomado e um éster etílico de óleo de soja, concluíram não haver diferença nas propriedades físicas entre o óleo de soja cru e o cru degomado e nem nos resultados obtidos com ambos. Ainda, tanto o óleo de soja cru como o degomado, produziram 3% a mais de torque do que o óleo diesel com diferença de consumo específico de 13 a 30% maior, em função da carga e da rotação. Não foi constatada diferença significativa de rendimento do motor alimentado com éster e óleo de soja quando comparado com o óleo diesel. Porém, com o éster etílico registrou-se uma diferença de consumo específico, sempre superior, entre 13 e 15%. Observaram-se depósitos carbonosos nos bicos injetores já a partir de nove horas de funcionamento com o óleo de soja cru, sendo que os depósitos produzidos pelo éster etílico foram similares, em aparência e quantidade, àqueles produzidos pelo óleo diesel convencional. O uso prolongado de óleo de soja cru não é recomendado devido aos decréscimos de potência e eficiência térmica provocados pelas severas incrustações no injetor.

OGURA *et alii* (2002), trabalhando com biocombustíveis, relataram que a névoa de combustível formada na injeção aproxima-se do formato de um guarda-chuvas, e que o maior efeito de difusão e a maior velocidade de formação do jato combustível foram alcançados quando os combustíveis eram submetidos ao aquecimento. A maior difusão foi alcançada quando a temperatura era de 100°C , em comparação a um jato dos mesmos combustíveis a 30°C .

DELGADO (1994) faz referência aos óleos vegetais brutos e estabelece que para utilização destes em um motor de ignição por compressão, estes devem ser especialmente concebidos para este fim, como os motores projetados por Elsbett (*ELKO*) ou motores pouco exigentes quanto à regulagem, como os com câmara de pré-combustão, ou ainda, aqueles com sistemas de pré-aquecimento do combustível, antes que este chegue à bomba injetora, como os desenvolvidos pela *DEUTZ-FAHR*.

BÜTTNER (1994) cita que, para o uso dos óleos vegetais crus, a elevada viscosidade é o fator limitante exigindo o pré-aquecimento do combustível como forma de reduzi-la. Para tal, pode-se utilizar o aquecimento elétrico, trocadores de calor óleo/óleo lubrificante, a água de arrefecimento do motor ou mesmo os gases de escape. A partida deve ser dada sempre com o diesel convencional, a exemplo do que ocorre com a partida de motores a álcool que utilizam gasolina na fase fria do motor.

YSHII & 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.

PIMENTEL *et al* (2002) em trabalho de avaliação do potencial de 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 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_2 e HC menores do que com o óleo diesel, já as emissões de NO_x 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.

BARI *et alii* (2002) afirmam que para a viscosidade do óleo de dendê ser reduzida à valores próximos à do óleo diesel é necessário uma temperatura próxima à $92^\circ C$. Utilizaram óleo de dendê aquecido acima de $100^\circ C$ e não observaram efeitos adversos no sistema de injeção de combustível. O aquecimento não trouxe benefícios em termos de rendimento num motor de injeção direta, porém foi necessário para permitir um fluxo de combustível apropriado no sistema injetor. Em temperaturas acima de $97^\circ C$ observou-se a formação de bolhas no sistema de combustível que conduziu a uma condição errática de funcionamento do motor. Os testes de emissão demonstram que na faixa de cargas utilizadas houve acréscimo nas emissões de CO e NO_x para o óleo de dendê em 9,2% e 29,3% respectivamente. O acréscimo de CO foi atribuído à possíveis reações químicas como degradação térmica e polimerização que produziram componentes pesados de baixa volatilidade. O processo de mistura ar/combustível foi afetado pela dificuldade de atomização de componentes pesados, o que resultou em pontos localizados de mistura rica que produziram maiores teores de CO devido à deficiência de oxigênio nestes locais. O NO_x é explicado pelo maior pico de pressão na câmara

produzido pelo óleo de dendê, que produziu também temperaturas mais elevadas.

O relatório do grupo temático coordenado pela STI/MIC (1985) apresenta registros de utilização, pelo Instituto de Tecnologia Industrial de Minas Gerais em 1950, de óleo de mamona, ouricuri e algodão em testes de estrada. O maior problema foi a necessidade de pré-aquecimento para a partida inicial principalmente para o óleo de ouricuri. Os testes de desempenho, realizados em estrada mostraram que o consumo específico com óleo de algodão foi menor que o observado com o óleo diesel. Em um estudo realizado, investigando a influência da presença de glicerina dos óleos vegetais sobre a formação de depósitos carbonosos, cita-se que um dos grandes causadores destes depósitos é a elevada presença da glicerina na composição dos óleos vegetais (em torno de 10%). Utilizaram-se misturas de óleo diesel convencional com glicerina de modo que, ao promover-se um pequeno aquecimento antes da alimentação da bomba de injeção, cerca de 40°C, observou-se uma redução no consumo específico sem alteração na potência produzida, porém com aparente aumento de resíduos localizados no pistão e no injetor e com redução de fumaça no escape. Os depósitos foram atribuídos à imiscibilidade da glicerina nos hidrocarbonetos, devido à sua intensa polaridade. Em relação à potência e torque não se observaram diferenças significativas.

Em um trabalho com óleo de dendê, conduzido por ALMEIDA *et alii* (2002), o uso do aquecimento foi fundamental para o funcionamento da instalação. Provou-se que o funcionamento de um gerador-diesel pode ser adaptado para óleo de dendê. O incremento da temperatura do óleo conduz ao incremento do rendimento e da resistência do gerador-diesel quando

comparados à operação com óleo de dendê em condições ambientes. Quando aquecido a 50°C surgiram níveis elevados de depósitos de carbono na câmara de combustão e níveis aceitáveis, similares aos depósitos com óleo diesel, quando operando com óleo aquecido a 100°C. Recomendam que a pressão de injeção deva ser incrementada, a instalação de um turbocompressor como forma de aumento da temperatura e da pressão dentro dos cilindros, utilização de aditivos especiais no óleo lubrificante e adaptação do sistema de injeção ao caso particular de uso.

PETERSON *et alii* (1983), avaliaram a viscosidade e a 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 de injeção 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.

2.9. O avanço do ponto de injeção:

BALDWIN (1983), trabalhando com misturas de óleo de soja e óleo diesel, avaliou o efeito da alteração do ponto de injeção sobre o rendimento

de um motor alimentado com tais misturas e concluiu que houve aumento na eficiência térmica quando a injeção foi avançada para $22^\circ APMS$.

“Devido a atrasos mecânicos, hidráulicos, químicos e de inflamação, o motor diesel necessita de um avanço do início da injeção para que esta se efetue antes que o pistão chegue ao *PMS*” (BOULANGER *et alii*, 1978).

ISHII *et al* (1987) relataram incremento no rendimento global de um motor diesel monocilíndrico de injeção indireta quando o ponto de injeção foi avançado em 2° além do ponto original, utilizando-se óleo de farelo de arroz ou óleo de soja como combustível. O consumo específico cresceu, em média 10% para eficiências térmicas apresentadas semelhantes.

PIMENTEL *et al* (2002) informam que o avanço do ponto de injeção de um motor alimentado com óleo de dendê aquecido produziu incremento na potência desenvolvida e no consumo específico e tendência de redução das emissões de *CO* e incremento nas emissões de *CO₂* e de *NO_x*.

NWAFOR *et alii* (2000) informam que os óleos vegetais tem longo retardo de combustão e baixas taxas de queima especialmente a baixas cargas de operação, como consequência tem-se uma combustão atrasada no curso de expansão, com os lentos estágios de desenvolvimento da combustão. Recomendam moderados avanços de injeção para operações a baixas rotações e cada tipo de combustível alternativo exige um apropriado avanço de injeção em função de seus retardo de ignição. Notou-se que o período de retardo de ignição foi influenciado pela carga do motor, rotação e temperatura do sistema de injeção. Em rotações menores observou-se um significativo incremento na eficiência térmica do óleo de colza e do uso do ponto de injeção original. O motor funcionou suavemente com um avanço de injeção de $3,5^\circ$ além do ponto de avanço original e uma leve alteração

de mais $1,5^\circ$ já conduzia o motor a uma condição errática de funcionamento. Observou-se uma redução significativa nas emissões de CO e CO_2 com o ponto de injeção avançado para as rotações do teste. O consumo específico não exibiu diferenças significativa de valores entre o óleo diesel e o óleo de colza a baixas cargas (*rpm*), entretanto a altas cargas houve diferença significativa. O óleo de colza apresentou seu menor consumo a baixas cargas (*rpm*) com o ponto de avanço original e aumento de consumo com o incremento no avanço.

HUGUENARD *apud* GRABOSKI *et al* (1997) após testes com um motor de injeção indireta indicou que o óleo de algodão puro e em misturas com o diesel convencional pode operar com maiores avanços de injeção que o diesel convencional.

DOMÍNGUEZ (1995) cita o caso do desenvolvimento de motores do Grupo SLH (Same + Lamborghini + Hürlihan) que o desenvolvimento do sistema de injeção de combustível, para reduzir a perda de potência ocasionada pelo uso de ésteres, conduziu a um sistema que automaticamente incrementa a quantidade de combustível injetado e antecipe em um grau (1°) o ponto de injeção na condição de torque máximo e em dois graus (2°) na condição de máxima potência.

ARIAZ-PAZ (1965) diz que as tubulações que conduzem o diesel desde a bomba até o injetor possuem certa elasticidade que, unida à compressibilidade do óleo diesel, faz com que entre a bombada e a saída no injetor haja um intervalo de tempo reduzido que, somado ao retardo da ignição, resulta em um ou dois milésimos de segundo (15 a 45° de giro do eixo da bomba). Para compensá-lo é utilizado o avanço variável da injeção em torno de 30° do eixo de manivelas (8° a 12° de giro do eixo da bomba).

2.10. Os óleos vegetais modificados:

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.

Resgatam FUENTES *et alii* (1994) as experiências anteriores de WALTON (1938) onde foram obtidas potências com óleo vegetal, pouco diferentes daquelas com diesel convencional, resultado também confirmado pelas experiências de CHOWHURY (1942) e de MARTINEZ (1944), este último afirmou obter potências maiores com consumos específicos também maiores.

PRYOR *et alii* (1983) no experimento onde avaliaram o comportamento de motores diesel de pequeno porte alimentados com óleo de soja cru, 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.

BRUWER *et alii apud* GRABOSKI *et al* (1997) relatam que o uso 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 *et alii* (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*) 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, este combustível causou alteração na relação combustível/ar e maior consumo específico, com uma ligeira redução na máxima potência produzida.

KAUFMAN *et alii* (1984) utilizando um éster metílico de óleo de girassol em um motor de injeção direta concluiu 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.

BACON *apud* GRABOSKI *et al* (1997) relataram que a carbonização e a polimerização produzidas pelos óleos vegetais podem ser minimizadas pela transesterificação.

Segundo DOMÍNGUEZ (1995) as experiências mais prolongadas de utilização de óleos vegetais modificados (transesterificados com etanol ou metanol), principalmente colza e girassol, correspondem às da Áustria, Suíça e França. A utilização de biodiesel pelos próprios tratores dos agricultores que o produzem, fez com que os próprios fabricantes de tratores, em especial o grupo SLH (Same + Lamborghini + Hürlihan) adaptasse seus motores a esse combustível, de forma que possam funcionar indistintamente com óleo diesel ou ésteres de óleos vegetais.

O projeto do grupo iniciou em 1980 com motores de cilindrada unitária de um litro com 3, 4 ou 6 cilindros em linha, refrigerados a ar ou a ar/óleo. Ao longo da experiência foram buscadas soluções para os problemas que o afetam: redução da potência, diluição do óleo lubrificante pelos ésteres, a compatibilidade de materiais com o biodiesel e os depósitos de carvão nas válvulas.

Pesquisas de MONYEM *et al* (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.

2.11. As misturas diesel-óleo vegetal:

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. Observou que a elevada viscosidade faz com que a injeção seja afetada conforme se incrementa o percentual de óleo vegetal na mistura. Isto foi atribuído à deterioração da natureza da pulverização na câmara de combustão (forma do jato combustível e pressão de injeção). Ressaltou que não houve necessidade de

troca de óleo lubrificante e filtros em intervalos diferentes dos usuais com óleo diesel convencional.

DELGADO (1994) cita que alternativas interessantes são experimentadas, como as misturas de óleos vegetais brutos com gasolina (cerca de 14%) e álcool (5%) denominada *Tessol* e comercializada na Alemanha, e que se pode utilizar como carburante dos motores diesel de maneira direta. Os resultados são similares aos que se obtém com o óleo diesel convencional sem que se cheguem a produzir depósitos anormais nas câmaras de combustão.

Os registros dos estudos conduzidos pela STI/MIC (1985) indicaram que, à época, a medida mais recomendável em curto prazo seria a utilização de misturas de óleos numa proporção de 70% diesel + 30% óleo vegetal. As conclusões levantadas nos diversos testes realizados com essas misturas mostram que o desempenho dos motores é praticamente o mesmo do óleo diesel, não ocorrendo maiores dificuldades, exceto a formação de resíduos de carbono pouco significativas.

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. As maiores eficiências foram observadas para uma mistura de 20% de óleo de soja e 80% de óleo diesel convencional.

Para GRABOSKI *et al* (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.

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.

OLIVEIRA *et al* (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 1 (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 éster. Ressaltam ainda que uma mistura de apenas 5% de biodiesel ao diesel convencional, descarta qualquer necessidade de alteração dos motores. Para atender a toda a demanda nacional de óleo diesel com 5% de biodiesel seria necessário incrementar em torno de 50% a produção de óleos vegetais.

DOMÍNGUEZ (2000) 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.

2.12. Os motores “dedicados” à utilização de óleos vegetais:

2.12.1. O Motor *ELKO*:

O centro de pesquisas da “*Elsbett Konstruktion*” foi fundado em 1964, em Hipoltsein, Alemanha, como Instituto para o Desenvolvimento de Motores de Combustão Interna. O objetivo de seu trabalho é a melhoria constante dos motores de combustão, de suas características (rendimento, consumo, emissões) e também de seus componentes.

O motor *ELKO*, ali desenvolvido, foi apresentado no Salão de Detroit de 1983 sem despertar interesse para si. Após dois anos, foi apresentado no Brasil com sendo uma promessa de revolução nos conceitos de motores de combustão interna de ignição por compressão. Sua natureza, de motor *multicombustível*, gerou uma série de matérias em publicações especializadas e, naturalmente, divergências de opiniões e análises técnicas a respeito do mesmo. Após esta apresentação, foi conduzido ao ostracismo por questões não relacionadas às suas qualidades técnicas.

Na verdade a invenção não se resumia a um motor e sim a um sistema composto por um revolucionário motor de ciclo diesel, extremamente econômico, e uma máquina denominada de “cavalo de aço” que, entre suas múltiplas funções, apresentava a capacidade de extrair qualquer óleo vegetal e gerar sua própria energia utilizando esse óleo. Ou seja, este sistema permitia a independência energética de uma propriedade rural que produzisse, em volume significativo, qualquer tipo de oleaginosa.

À época, o sistema foi definido como uma feliz combinação de vários inventos, sendo difícil dissociar os componentes do sistema *ELKO* de tão integrados que o são. A concepção do *ELKO* é a de um motor de ciclo diesel, sobrealimentado por turbocompressor até 120 *kPa*, cuja taxa de compressão dinâmica é superior a 30:1. Não possui circuito de arrefecimento a água, o que faz com que trabalhe em temperaturas superiores aos motores diesel de concepção normalmente conhecida. Utiliza uma bomba injetora para cada cilindro e pressão de injeção elevada. A injeção de combustível é do tipo direta, com um ou dois bicos injetores. A ausência de circuito de água e do trocador de calor (radiador) faz com que as perdas de calor se reduzam entre 25 e 50%, incrementando, em consequência, o rendimento termodinâmico do mesmo. O fluido responsável pela dissipação de calor do motor é o próprio óleo, de qualquer natureza, de alimentação do sistema de injeção de combustível e também o óleo lubrificante. O óleo para a alimentação circula pelo interior do motor, em galerias antes de ser conduzido às bombas injetoras, fazendo com que a viscosidade do mesmo possa ser significativamente alterada. Tal característica de arrefecimento lhe concedeu a denominação de motor *semi-adiabático*.

A *Elsbett* oferecia a possibilidade de transformação de outros motores diesel comerciais para o sistema ELKO, aplicáveis desde motores monocilíndricos até motores de doze cilindros para uso industrial, agrícola, embarcações, veículos de transporte, geradores, automóveis e até mesmo em aeronaves (ROMERO *et al*, 2002; DOMÍNGUEZ, 2000).

Estes motores estavam disponíveis em duas versões, ambas com três cilindros: uma para utilização em veículos, com 1640 cm^3 desenvolvendo 66 kW e um torque de 164 N.m ($16,7\text{ m.kgf}$) a 3300 rpm , um outro para usos industrial e agrícola com 3890 cm^3 desenvolvendo uma potência máxima de 120 kW e torque de 530 N.m ($54,0\text{ m.kgf}$) a 1450 rpm . O projeto do motor e sua concepção visaram conseguir um aumento da temperatura do combustível para permitir a utilização de combustíveis menos fluidos, geração de uma carga estratificada injetando o combustível tangencialmente à câmara de combustão situada no pistão, de maneira que este fluísse num movimento em espiral de fora para dentro, conduzindo à presença do excesso de ar no exterior frente à parte central.

Projetou-se a prevenção de depósitos carbonosos mediante o emprego de injetores de orifício único de saída e “autolimpantes” de fabricação da própria *Elsbett*. Os motores *ELKO* funcionaram sem inconvenientes, com um bom rendimento termodinâmico tanto utilizando óleo diesel como quando utilizam óleos vegetais brutos, sem o surgimento de problemas quando a viscosidade do combustível varia entre limites de 2 a 45 cSt a 40°C .

Ainda, DOMÍNGUEZ (2000) explica que o motor trabalha numa condição de temperatura mais elevada que um diesel convencional, com maior rendimento termodinâmico, apresentando uma grande característica:

é praticamente independente do tipo de combustível que o alimenta. Ao ser injetado em uma câmara de combustão especial, que atinge até 1300°C no seu núcleo, qualquer substância líquida introduzido na câmara através do injetor de orifício único, que tenha algum poder calorífico servirá como combustível. Trata-se, portanto, de um motor multicomcombustível capaz de funcionar continuamente com óleo vegetal cru, sem refinar e sem esterificar, que não se carboniza nem deposita substâncias gomosas e cuja eficiência térmica está na ordem de 40%, superior ao diesel convencional. Este tipo de motor foi pouco difundido em automóveis devido, ao que parece, à política comercial da própria *Elsbett* e ao seu próprio custo relativo de fabricação cujo maior peso se deve a um complexo sistema mecânico de regulação do avanço de injeção.

2.12.2. O Motor DEUTZ:

Segundo DELGADO & VILLAMUELLAS (1994) com o uso do processo de combustão dos óleos vegetais em duas etapas, desenvolvido pela *DEUTZ-FAHR*, se reduzem notadamente as emissões residuais e salientam que os motores com injeção direta existentes no mercado não são adequados à utilização de biocombustíveis devido à maior carbonização dos injetores e câmara de combustão.

Os inconvenientes observados da utilização de óleos vegetais foram um ligeiro aumento do consumo específico (5 a 8%) e potência desenvolvida inferior, em termos de 10 a 15%. Ainda, os valores de queda de potência podem ser compensados com mudanças no ponto de injeção.

Os motores *DEUTZ* (Grupo *KHD*) com combustão em duas etapas têm demonstrado eficácia quando funcionando alimentados por óleos vegetais puros, produzindo níveis de emissão inferiores àqueles com óleo diesel convencional.

Tais motores possuem:

- uma bomba de combustível do tipo êmbolo, adaptada para óleos mais viscosos;
- um sistema de pré-aquecimento do óleo combustível, que pode ser mediante aquecimento elétrico do reservatório de combustível, instalação de intercambiadores de calor no reservatório com o uso do óleo de lubrificação do motor, do calor produzido pelo motor, ou dos gases de descarga.

A partida do motor é sempre realizada com óleo diesel convencional até atingir a temperatura de funcionamento, de modo que os gases de descarga aqueçam o “sistema de óleo vegetal”, para que a viscosidade se adapte às exigências do sistema de injeção. Neste momento, eletroválvulas são acionadas e fecham o fornecimento de óleo diesel dando passagem ao óleo vegetal. O processo de parada do motor segue o sentido inverso. Experiências com tratores equipados com este tipo de motor não apresentaram problemas de funcionamento com óleo de colza bruto, em mais de 2000 horas de trabalho.

2.13. Ensaio de um motor de combustão e suas curvas características:

Explica STONE (1999) 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.

É importante lembrar que existem certas vantagens no uso de motores monocilíndricos para a pesquisa e desenvolvimento de motores:

- Não existe diferença entre os cilindros. A fabricação e as tolerâncias de montagem de motores multicilíndricos produzem diferenças de rendimento entre os cilindros. Isto é atribuído à diferenças de taxa de compressão, ajustes de válvulas, etc.
- Não existe variação na mistura ar/combustível. Com sistemas de injeção de combustível é difícil calibrar bombas e injetores para dar idêntica distribuição de combustível entre os cilindros; em motores carburados (Otto) isto ainda é influenciado pelo coletor de admissão tornando difícil ter a mesma relação e massa de mistura ar e combustível em todos os cilindros e para todas as condições de operação do motor.
- Para uma dada dimensão do cilindro, o consumo de combustível é menor e um dinamômetro de menor capacidade pode ser utilizado.

2.13.1. 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 diferente natureza, 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 MARTINEWSKI *apud* CAMARGO (2003) os dinamômetros hidráulicos podem ser utilizados para medição de potência na maioria dos motores endotérmicos.

Para STONE (1999) 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 dinamômetro 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 $15,6^{\circ}\text{C}$, umidade relativa de 0% , e pressão atmosférica de 760 mmHg (101.325 Pa).
- *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 5484 (1985) 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 em 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 conforme será explicado no capítulo 3, item 3.8.3.

2.13.2. 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 freiar completamente ou deixá-lo embalar-se ociosamente. 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, quantos mais

melhor, 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, de 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 motor em *N.m* pela velocidade de rotação do motor em *rpm*. Durante os testes no dinamômetro mede-se com exatidão o consumo do carburante para cada regime de rotação. Conhecendo-se a potência desenvolvida deduz-se o consumo específico de combustível em *g/kW.h*.

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 de *rpm*, 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 de 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.

2.14. 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 agrupadas da forma:

- 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. As especificações técnicas da *ANP* para o óleo diesel encontram-se no Anexo A, Tabela 1A seguir estão apresentadas as principais especificações do óleo diesel.

2.14.1. Número de cetanos:

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*.

2.14.2. Ponto de fulgor:

Segundo GRABOSKI et al (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.

“Em misturas, o ponto de fulgor do óleo diesel irá prevalecer acima de 50% do nível de mistura e então começará a crescer”.

“O ponto de fulgor é a temperatura mais baixa do fluido que permite a formação de vapores inflamáveis” (OBERT, 1971). Para o óleo diesel o valor mínimo estabelecido é de 38°C. Para os óleos vegetais puros é sempre superior a 90°C.

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*.

2.14.3. Viscosidade:

A especificação brasileira exige que o óleo diesel tenha de 1,8 *cSt* (mm^2/s) a 5,8 *cSt* a 37,8°C. A viscosidade cinemática é determinada pelo método *NBR 10441* da *ABNT*. Os óleos vegetais *in natura* apresentam uma

viscosidade cinemática muito elevada em torno de 40 *cSt* a 37,8°C, para o caso específico do óleo de soja este valor encontra-se próximo a 35 *cSt*.

2.14.4. 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, podendo 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 SO_2 e o 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).

O nível máximo permitido no Brasil para o diesel interior (Tipo B) e o metropolitano (Tipo D) é limitado em 0,35% e de 0,20%, respectivamente segundo Portaria n° 310 da ANP (2002).

O método utilizado para determinação do teor de enxofre é o *NBR 14533* da *ABNT*.

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

MATERIAL E MÉTODOS

3.1. Introdução:

Neste trabalho buscou-se avaliar o desempenho de um motor de ignição por compressão, utilizando-se como combustível o óleo de soja puro e em diferentes teores de mistura com o óleo diesel de petróleo. Os combustíveis foram submetidos à variações de temperatura, como forma de reduzir a elevada viscosidade do óleo de soja, promovidas por um sistema de aquecimento elétrico antes de sua disponibilização para o sistema de alimentação. Utilizaram-se, também, quatro diferentes pontos de avanço da injeção que foram previamente estabelecidos para a experimentação, definiram-se três graus de avanço além do ponto de injeção original.

Todos os ensaios foram sempre conduzidos com o motor na condição de máxima alimentação, ou seja, com débito máximo da bomba injetora para uma condição de plena aceleração, segundo determina a Norma *NBR 5484* (1985) da *ABNT*. Os principais pontos observados foram: potência efetiva, torque e consumo específico de combustível do motor em testes classificados como sendo de curta duração e que totalizaram cento e cinquenta horas de avaliações.

Paralelamente, foram observados e anotados outros dados que normalmente são utilizados para análise do desenvolvimento do processo

de combustão em motores, como exemplos: a temperatura dos gases de exaustão, as temperaturas do sistema de arrefecimento e do óleo lubrificante.

A utilização de variação do avanço do ponto de injeção, aliada ao aquecimento prévio do combustível, foi introduzida com o intuito de promover e observar possíveis alterações na forma de desenvolvimento do processo de combustão. Esta combinação prevê a produção de condições que podem, vir a compensar o maior retardo de ignição característico do óleo de soja, cujo número de cetanos não é apropriado para motores projetados para a combustão de diesel mineral. Tais artifícios objetivaram proporcionar um maior tempo para a formação da mistura ar/combustível e para o desenvolvimento da combustão propriamente dita. Assim, se durante a combustão, em virtude de tais procedimentos, produzirem-se temperaturas mais elevadas na câmara de pré-combustão, a combustão do óleo vegetal e de seus componentes insaturados será, teoricamente, mais completa.

Com a utilização do pré-aquecimento do combustível há redução de sua viscosidade que, associada aos apropriados ajustes no avanço de injeção, conduz à boa formação do ângulo de cone do jato de combustível produzindo-se, como conseqüência uma maior dispersão do combustível na câmara promovendo um melhor desenvolvimento da combustão da mistura.

3.2. Os combustíveis utilizados:

3.2.1. O óleo de soja:

A escolha do óleo de soja como combustível, puro ou em misturas com o óleo diesel convencional, deveu-se à facilidade de sua obtenção e à disponibilidade na região onde foi desenvolvido o trabalho, em Santa Maria, RS, no Sul do Brasil. O estudo desenvolveu-se com óleo de soja puro apropriado ao uso alimentar, sem modificações, ainda que os estudos realizados tenham, normalmente, como objeto de análise os ésteres de óleos vegetais. Atualmente discute-se a adição de frações em torno de 5%, 10% e até 20%, em volume, de óleos vegetais ao diesel brasileiro como forma de redução da quantidade de petróleo importado utilizado na produção do combustível diesel nacional.

Assim, no Quadro 02, estão apresentados os combustíveis utilizados no experimento, sendo que os valores percentuais representativos de misturas são dados em termos de volumes.

Quadro 02 – Combustíveis utilizados no experimento

<i>Nome</i>	Composição
<i>d100</i>	100% óleo diesel convencional (testemunha) (OD)
<i>Veg10d90</i>	Mistura de 10% de OS e 90% de OD;
<i>Veg30d70</i>	Mistura de 30% de OS e 70% de OD;
<i>Veg50d50</i>	Mistura de 50% de OS e 50% de OD;
<i>Veg70d30</i>	Mistura de 70% de OS e 30% de OD;
<i>Veg100</i>	100% óleo de soja (OS);

No Anexo A, Tabela 02, são apresentadas as propriedades do óleo de soja e de outros óleos oriundos da biomassa e que têm sido objeto de estudo de diversos pesquisadores que trabalham com biocombustíveis.

Também no Anexo A, na Tabela 03, estão representados os valores encontrados para a densidade dos diversos combustíveis utilizados.

3.2.2. O óleo diesel:

O óleo diesel utilizado no experimento, para o ensaio testemunha e para composição das diversas misturas, é o combustível classificado pela *ANP* como sendo o Diesel Automotivo Interior ou tipo B, indicado para motores de ciclo diesel e instalações de aquecimento de pequeno porte.

No Anexo A, Tabela 01, estão as principais características dos tipos de óleo diesel convencional comercializados no Brasil. Para o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa o óleo diesel foi adquirido na sua totalidade no início dos trabalhos e acondicionado em reservatórios plásticos apropriados, selados e armazenados em sala escura para evitar possíveis contaminações e degradação.

3.2.3. As misturas de óleo de soja e diesel:

Todos as misturas combustíveis utilizadas foram preparadas sempre em volume excedente para permitir a observação de possíveis alterações no seu aspecto, tais como: a cor, a formação de gomas ou separação de fases, antes e após serem submetidos aos processos de aquecimento nas condições de teste. Todos os combustíveis foram acondicionados em recipientes vedados com capacidade de cinco litros, para armazenagem em

um local sem incidência de luz solar direta. Para as misturas de óleo de soja e óleo diesel, antes do processo de aquecimento, apesar da semelhança de coloração de ambos, percebiam-se áreas de turvação no meio fluido como se o óleo de soja se mantivesse em suspensão no óleo diesel, ou seja percebia-se claramente a existência de duas substâncias de natureza diferente. Quando submetidas à agitação as misturas, em quaisquer teores, apresentavam em aparência uma composição mais homogênea, situação que persistia durante várias horas.

Como não era o objeto principal deste estudo, esta condição de miscibilidade foi apenas observada sem fundamentação ou avaliação científica, ficando aqui apenas este registro como ilustração e como sugestão para uma avaliação mais apurada.

Depois de transcorridos cerca de trinta dias do término das avaliações, para os combustíveis que sofreram processo de aquecimento na faixa de 57°C , verificou-se que apenas aqueles que continham 10% e 30% de óleo de soja é que apresentaram uma clara concentração de fase de aspecto leitoso no fundo do recipiente. Esta fase foi assumida como sendo a glicerina do óleo vegetal e, que devido à sua imiscibilidade separou-se dos demais ácidos graxos constituintes do óleo de soja, comprovando o descrito por STI/MIC (1985). A fase separada e que se concentrava no fundo do recipiente, após agitação, desaparecia e o combustível tornava-se rapidamente homogêneo e não voltava a formar-se antes de transcorrido um período de cerca de trinta dias.

Para a mistura combustível que foi aquecida à 68°C , ou seja, aquela com teor de 70% de óleo de soja, não foi observada separação de fases devido à elevada concentração deste na mistura. Tal situação pode indicar

que o processo de aquecimento contribuiu para a ocorrência de uma maior miscibilidade dos ácidos graxos e da glicerina com o óleo diesel.

Todos os combustíveis, após o processo de aquecimento, inclusive o óleo diesel convencional apresentaram uma perceptível alteração nas suas cores, no sentido de tornarem-se mais escuros. Tal alteração pode ser atribuída a uma possível degradação térmica experimentada pelos combustíveis quando submetidos ao processo de aquecimento o que, segundo NWAFOR (2003), pode conduzir à produção de componentes pesados e de baixa volatilidade. Foram realizadas tentativas de aquecimento de todas as misturas combustíveis em ambas as faixas de temperatura, porém as misturas de 10%, 30% e 50% não permitiram a utilização da faixa de temperatura de 68°C pois se observava claramente a formação de vapores do óleo diesel, perceptíveis principalmente pelo forte odor característico do mesmo na sala do dinamômetro durante a condução dos testes. Os vapores formavam-se porque era superada a temperatura de fulgor do óleo diesel e apenas na mistura com 70% e com o óleo de soja puro é que foi possível trabalhar nesta faixa de temperatura.

3.3. Os valores de avanço da injeção:

Os valores angulares utilizados para alteração do ponto de injeção do combustível são semelhantes àqueles utilizados por BALDWIN (1983), ISHII *et al* (1987), REITZ *et al* (1979), MONYEM *et al* (2000).

Baseiam-se, também, nas alternativas de variação que o motor utilizado permite sem necessidade de adaptações.

Para as variações do ponto de injeção, neste trabalho, foram sempre utilizados componentes originais de fábrica e disponíveis na rede de concessionárias da marca. O ponto de injeção original do motor (21° APMS) foi utilizado para todos os combustíveis do experimento.

Os combustíveis que continham óleo de soja foram também avaliados com o acréscimo de mais 1° , 2° e 3° , além do avanço de injeção original definido e recomendado pelo fabricante. A exceção feita à avaliação da testemunha, sem acréscimos angulares, deveu-se ao fato do diesel convencional nas avaliações não permitir significativas alterações de avanço da injeção. O Quadro 03 reúne os valores de avanço do ponto de injeção que foram utilizados no experimento.

Quadro 03 – Valores angulares para avanço de injeção

Nome	Valor
P₁	21° APMS (original)
P₂	22° APMS (1° além do original)
P₃	23° APMS (2° além do original)
P₄	24° APMS (3° além do original)

O valor do avanço do ponto de injeção do motor de ensaios é alterado através da utilização de uma junta metálica de espessura calibrada. Essa junta está disponível em diversas espessuras e é adicionada ou retirada da base da bomba injetora, conforme a regulagem de avanço que se deseja. Por vezes, são necessárias combinações de duas ou mais juntas metálicas para alteração e regulagem do ponto de avanço da injeção.

A Figura 4 apresenta as lâminas que foram utilizadas para obtenção dos avanços desejados para condução do experimento. Os valores grafados nas lâminas são as espessuras das mesmas, medidas com um micrômetro e dadas em milímetros (*mm*). Para determinação do momento do início da injeção e, conseqüentemente, do valor angular de avanço da injeção, utilizou-se um dispositivo em forma de sifão instalado na saída da bomba, em substituição ao tubo de pressão, conforme recomendação do manual de oficina do fabricante. Construiu-se, também, um arco graduado para que ao ser instalado na carcaça do motor próximo ao volante, permitisse a leitura do valor angular do avanço de injeção.

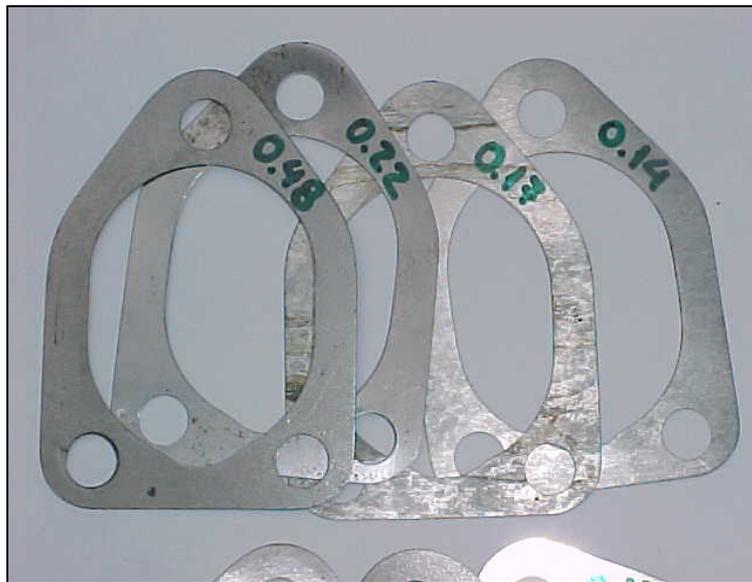


FIGURA 4 – Lâminas calibradas utilizadas para variar o ponto de injeção.

Para determinação do *PMS*, referência universal para montagem e regulagem de motores, foi utilizado um relógio “comparador” com seu indicador em contato direto com o topo do pistão sendo, na seqüência, marcada uma referência no volante do motor.

Com todos os dispositivos instalados, sangrava-se a bomba injetora e, manualmente, girava-se o volante do motor em seu sentido normal de rotação até observar-se o início de uma alteração no filme líquido formado pelo combustível na saída do sifão. Tal momento era considerado o início da injeção (início do débito) sendo, então, anotado o valor do avanço angular indicado pela marca de referência do volante em contraste com o arco graduado. Antes do início das avaliações foram realizadas diversas medições dos valores de avanço da injeção, correspondentes às diferentes espessuras das lâminas calibradas, para permitir a seleção destas lâminas ou de conjuntos de lâminas necessários àqueles pontos de injeção desejados. As juntas, ao serem instaladas entre o flange do corpo da bomba injetora e o seu assento no bloco do motor, permitem os diferentes ângulos de avanço de injeção a exemplo dos que foram determinados.

A Figura 5 apresenta a disposição do arco graduado instalado, relativamente ao volante do motor, observa-se a referência marcada no volante, salientada para melhor visualização.

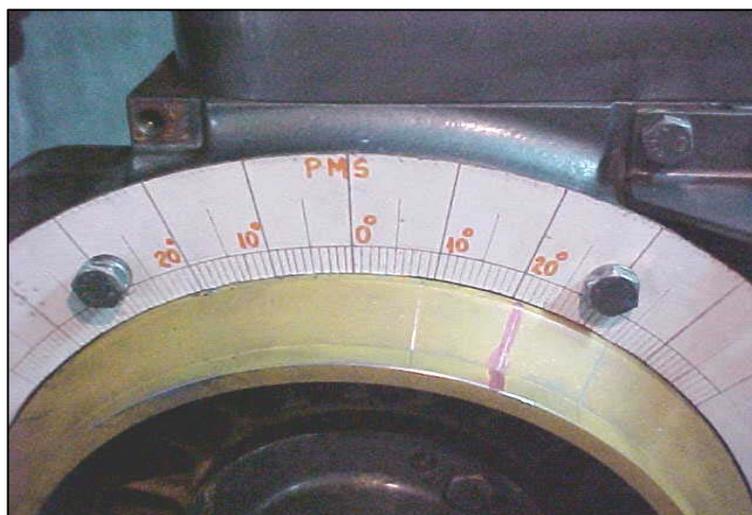


FIGURA 5 – Arco graduado utilizado para determinação dos pontos de injeção (traço salientado é o *PMS* do pistão).

Os procedimentos anteriormente descritos foram realizados até conseguirem-se os valores desejados e repetidos três vezes para garantia da correta localização do ponto de avanço da injeção.

O Quadro 04 apresenta uma equivalência entre a espessura das lâminas (juntas) metálicas e/ou conjunto de lâminas calibradas e os valores angulares correspondentes ao avanço da injeção (início do débito da bomba).

Quadro 04 - Equivalência entre a espessura das lâminas calibradas e os ângulos de avanço da injeção para o motor de teste

Espessura da lâmina	Ângulo de avanço ($^{\circ}$APMS)
Ausência de lâmina	25,5 $^{\circ}$
0,14 mm	24,5 $^{\circ}$
0,17 mm	24,0$^{\circ}$
0,22 mm	23,5 $^{\circ}$
0,28 mm (0,14 mm + 0,14 mm)	23,0$^{\circ}$
0,31 mm (0,14 mm + 0,17 mm)	22,5 $^{\circ}$
0,36 mm (0,14 mm + 0,22 mm)	22,0$^{\circ}$
0,39 mm (0,17 mm + 0,22 mm)	21,5 $^{\circ}$
0,44 mm (0,22 mm + 0,22 mm)	21,2 $^{\circ}$
0,47 mm (ponto original de injeção)	21,0$^{\circ}$

Na seqüência, a Figura 6 demonstra como era a forma de visualização do início do débito da bomba injetora, a observação de uma leve perturbação na superfície do filme líquido formado no sifão era considerada ação da bomba injetora, o início do débito. Este momento é considerado, segundo especificações do fabricante, o ponto de avanço da injeção de combustível. O avanço da injeção é necessário para um melhor desenvolvimento da combustão, a mais completa possível de modo a

permitir como conseqüência, os melhores desenvolvimentos da expansão e de produção do trabalho mecânico.



FIGURA 6 – Sifão instalado na saída da bomba injetora para determinação do avanço da injeção – início do débito.

3.4. Os valores de temperatura para o combustível:

O aquecimento do combustível visou estabelecer, através do aumento de sua temperatura, valores de viscosidade próximos aos limites considerados pela *Cummins Engine Company* como normal (L_I) e de emergência (L_S) para o óleo diesel, citados em PETERSON *et alii* (1983) e utilizou-se também um valor de 57°C sugerido por PRYOR *et alii* (1983). Assim estabeleceram-se, propositadamente, duas faixas de temperatura para pré-aquecimento do combustível no reservatório.

A Figura 7 apresenta uma relação entre as temperaturas de aquecimento e a variação de viscosidade para alguns óleos vegetais e combustíveis para motores diesel. São observadas algumas faixas de temperatura e de viscosidade.

A primeira faixa considerada, situa-se acima do limite superior da CEC e a segunda na faixa de emergência desta companhia. Apresenta-se, ainda,

A linha T_3 (85°C) representativa da temperatura característica de funcionamento do bico injetor dos motores de ciclo diesel. Para a utilização de pré-aquecimento do combustível antes da bomba injetora, consideraram-se faixas apropriadas de temperatura de forma a não serem atingidos os pontos de fulgor dos combustíveis puros.

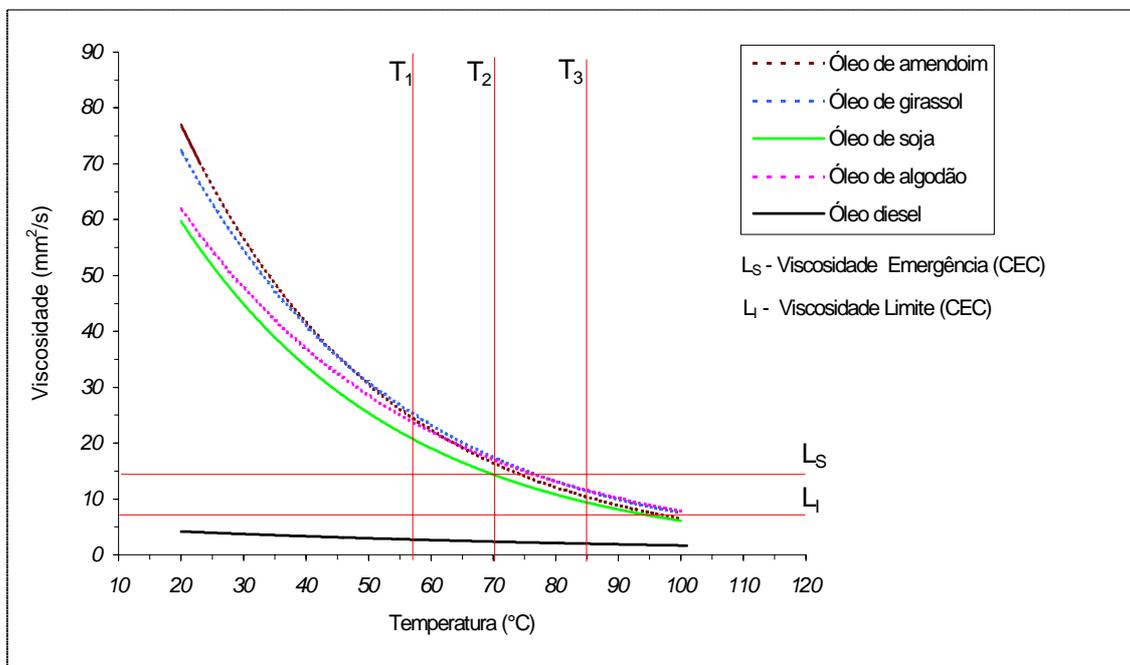


FIGURA 7 - Viscosidade x Temperatura para alguns óleos vegetais frente ao diesel convencional (adaptado de PETERSON *et alii*, 1983).

Para as misturas foram considerados, previamente, valores de ponto de fulgor intermediários, determinados em função dos percentuais de mistura dos componentes. A seguir estão apresentadas, no Quadro 05, as duas faixas de temperatura utilizadas no experimento.

Quadro 05 – Temperaturas de pré-aquecimento:

Nome	Faixa (°C)	Utilização
T ₁	54° a 60°	utilizada para todos os combustíveis
T ₂	65° a 71°	para frações superiores a 70% de OS na mistura

3.5. 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. Utilizaram-se para os testes as recomendações e determinações constantes nas Normas *NBR 5477* (1982) e *NBR 5454* da *ABNT* (1985). 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 plena carga foram observados e registrados os valores de torque a intervalos de 50 *rpm*, desde 1800 até 2800 *rpm*. Esta faixa de rotações considerada contém os pontos de máxima potência, de

máximo torque (máximo momento de força) e de mínimo consumo específico de combustível. A faixa de rotações de 1800 a 2800 *rpm* foi determinada a partir de testes preliminares para verificação das condições de resposta do dinamômetro e do sistema eletrônico de aquisição de dados às variações de carga. É também a faixa característica de utilização do motor avaliado. Também, para rotações inferiores a 1800 *rpm*, nem sempre correspondem respostas imediatas do tipo de dinamômetro utilizado.

Para os níveis de torque e de potência produzidos pelo motor de teste normalmente utilizam-se dinamômetros elétricos. Porém, apenas a rotações próximas e abaixo de 1600 *rpm* é que não foram conseguidas condições estáveis de funcionamento do motor e de resposta do sistema de aquisição e registro dos dados. Para assegurar a necessária confiabilidade dos valores obtidos, foram efetuadas três repetições para cada regime de rotação considerado e para todos os tipos de combustível e condições impostas para o experimento.

3.6. Local do experimento:

Todos os procedimentos e trabalhos realizados para a avaliação de desempenho do motor objeto do teste, adaptado à alimentação com combustíveis à base de óleo vegetal, foram desenvolvidos no Laboratório de Motores de Combustão Interna do Centro de Tecnologia (Sala 436) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), Santa Maria, RS, Brasil.

3.7. Motor utilizado:

O motor utilizado no experimento é de fabricação nacional destinado às aplicações industrial, marítima e agrícola. É fonte motriz de sistemas de bombeamento e/ou irrigação, de máquinas forrageiras, de picadores e moedores, de compactadores em geral, de carretas frigoríficas e de compressores de ar. É também muito utilizado como unidade motora de pequenos geradores elétricos monofásicos e trifásicos, em pequenos tratores e máquinas agrícolas, carretas agrícolas, colhedoras e pulverizadores, entre outras diversas aplicações. No Quadro 6 estão reunidas as suas principais características técnicas originais.

Quadro 06 - Características técnicas originais do motor de teste

Item	Característica
Marca/modelo	<i>AGRALE, M90</i>
Número de cilindros	1 (um), vertical
Diâmetro nominal do cilindro	90,00 <i>mm</i>
Curso do pistão	105,00 <i>mm</i>
Ciclo	diesel de 4 tempos
Relação de compressão	19,0:1
Cilindrada total	668 <i>cm</i> ³ (0,668 <i>litros</i>)
Sistema de combustão	Injeção indireta, câmara de pré-combustão
Avanço de injeção	21° <i>APMS</i>
Massa	140 <i>kg</i>
Sistema de partida	manivela
Sistema de arrefecimento	a ar forçado, turbina no volante
Rotação normal (<i>STD</i>)	1800 a 2750 <i>rpm</i>
Potência máxima nominal	8,826 <i>kW</i> (12,0 <i>cv</i>) a 2750 <i>rpm</i>
Torque máximo nominal	3,63 <i>daN.m</i> (3,56 <i>kgf.m</i>) a 1800 <i>rpm</i>

O motor apresentava, no início das avaliações, aproximadamente 50 horas de funcionamento com óleo diesel convencional e também em experimentos de “nebulização” com gás natural (sistema *dual fuel*). Originalmente é alimentado por bomba injetora com pistão dosador de fabricação *Bosch*, modelo PFR 1K 70 A152/2 com regulador mecânico. Antes de iniciarem-se as avaliações desmontou-se o motor na sua parte superior para verificação de suas condições e para registro fotográfico, sendo portanto, necessária a substituição da junta da tampa do cilindro.

Para evitar alteração nas condições originais de taxa de compressão, foi instalada uma junta de cobre com a mesma espessura da anterior. Os elementos substituídos no motor sempre foram originais de fabricação e fornecidos pela *AGRALE*.

Quando das avaliações preliminares, observou-se a necessidade de modificações no sistema de alimentação do motor, de forma a evitar que o regulador mecânico de rotações, através de sua atuação, impedisse a variação de rotação do motor e, conseqüentemente, impossibilitasse um preciso *mapeamento* do motor sob as diversas condições de carga e de rotação previstas para a pesquisa. Uma análise do sistema de injeção da bomba e de seu regulador, permitiu mudanças que garantiram o funcionamento do motor com rotação variável, aproximando-o mais do comportamento de um motor destinado ao uso automotivo (com rotações e carga variáveis).

Para tal, tornou-se inoperante a ação do regulador mecânico de injeção a partir da retirada do sistema de contrapesos. As Figuras 8 e 9 apresentam o sistema governador do controle de rotação do motor que atua sobre o acelerador, antes e após a retirada dos seus contrapesos.

As avaliações do motor com diesel convencional, que serviram como testemunha do experimento, foram obtidas já com a modificação no sistema de injeção realizada.

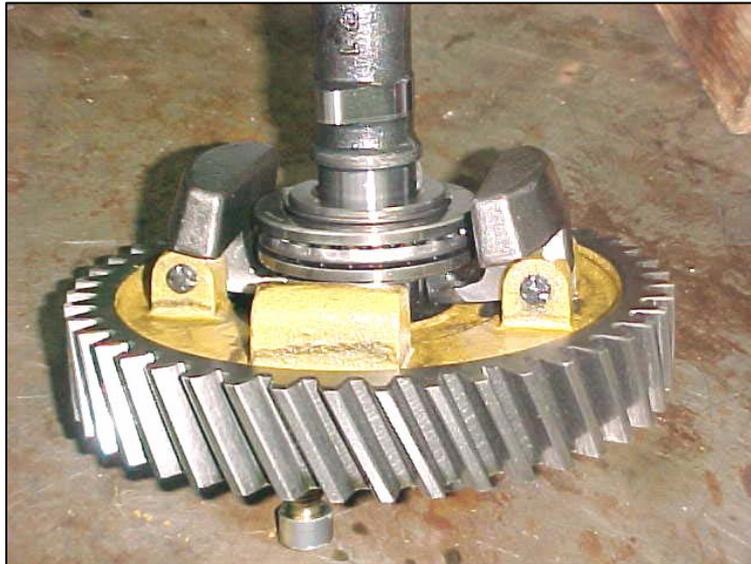


FIGURA 8 – Contrapesos do sistema regulador mecânico original.



FIGURA 9 – Sistema utilizado nos testes, após a retirada dos contrapesos.

As Figuras 10 e 11 apresentam as condições da parte superior do motor (cabeçote, cilindro e topo do pistão) antes da início dos testes.

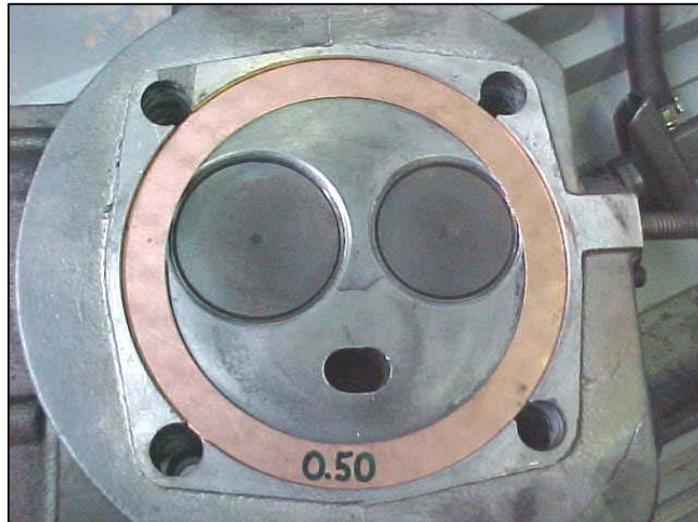


FIGURA 10 – Aspecto do cabeçote antes do início dos testes.



FIGURA 11 – Aspecto da parte superior do cilindro e do topo do pistão antes do início dos testes.

As montagens do motor seguiram sempre, criteriosamente, as determinações do fabricante para a regulagem de folgas de válvulas e os torques de aperto recomendados para os parafusos do cabeçote.

3.8. Ensaio realizados em dinamômetro:

3.8.1. O Freio hidráulico:

O motor foi ensaiado em um dinamômetro de absorção hidráulica marca *JM - Motorpower*, modelo 800V. Sua capacidade de absorção máxima é de 648 cv (476,6 kW), para uma máxima rotação de 9999 rpm e um torque máximo de 52 m.kgf (50,994 daN.m), sob aplicação de um fluxo de água de 15 l/h.cv a uma pressão constante de 4,0 kgf/cm² (392,3 kPa). O freio hidráulico possui um indicador analógico de torque 0-24-48 (EUA) acoplado a um cilindro transdutor hidráulico. A indicação do número de rotações é proporcionada por um tacômetro digital (*pick-up* magnético) de 0-9999 rpm com precisão de 0,3% FS (fator de sensibilidade). O dinamômetro possui um indicador de pressão analógico (manômetro tipo *bourdon*) para o óleo lubrificante, de origem automotiva e fabricação *Smiths* com capacidade para até 7,0 kgf/cm² (686,5 kPa).

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

O dinamômetro de absorção hidráulica permite que se imponham variações de carga passiva ao motor através da abertura ou do fechamento de um registro hidráulico “tipo globo” instalado no console do painel de comando do freio e da seleção do diâmetro do orifício de saída de água da carcaça (estator) do mesmo.

O registro de globo determina o volume de água que será introduzido no estator da turbina hidráulica do dinamômetro aplicando, em consequência, uma maior ou menor carga no eixo virabrequim do motor promovendo assim, variações de rotação do mesmo. A Figura 12 apresenta, de forma esquemática, o funcionamento do dinamômetro hidráulico utilizado no trabalho de pesquisa.

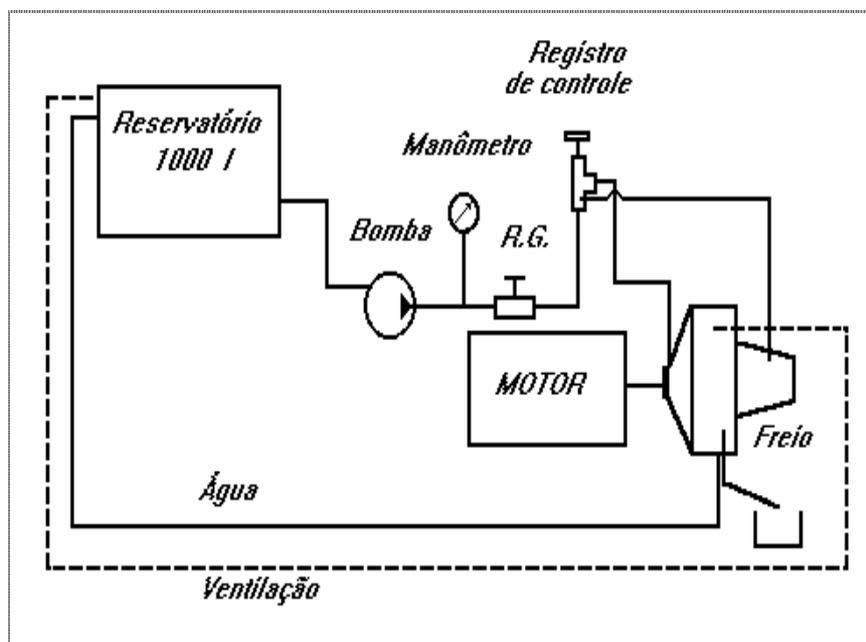


FIGURA 12 - Esquema da instalação do freio dinamométrico.

Para cada teste realizado para avaliação de torque, potência e consumo do motor, foram também observadas e anotadas as condições atmosféricas (t , p e u) para que fossem aplicados os fatores de correção (redução) específicos devido às variações destas condições, conforme determinam as normas de ensaio de motores. A Figura 13, apresenta o motor de teste instalado na bancada dinamométrica, onde se pode observar a estrutura de suporte especialmente construída para evitar a transmissão de vibrações diretamente à estrutura de suporte do freio hidráulico.



FIGURA 13 – Motor de teste na bancada dinamométrica.

O valor da constante característica do dinamômetro, que é função do comprimento do braço de alavanca do freio, do diâmetro do rotor, do tipo e escala para o transdutor hidráulico utilizado, foi informado pelo fabricante do mesmo como sendo igual a **0,7261**. Este valor foi utilizado para determinação do torque (*daN.m*) produzido pelo motor em cada rotação. Os valores de torque determinam os valores de potência quando são consideradas as rotações do motor, a Equação 1 relaciona tais grandezas.

$$N_e = \frac{Mt \cdot n}{954,93} \quad (1)$$

Onde: N_e – Potência em *kW*;

Mt – Torque em *daN.m*;

n – Rotação em *rpm*.

3.8.2. O sistema de aquisição de dados:

Para registro de todos os dados constantes no presente trabalho de pesquisa, foi utilizado um sistema eletrônico de captação, composto por duas placas controladoras seriais de aquisição de dados conectadas à um Microcomputador *Pentium* de fabricação *IBM*, com frequência de 166 *Mhz*.

As placas de interface são de fabricação nacional, marca *Microhard*, cuja atuação registra os valores indicados pelos termopares e transdutores de pressão do sistema permitindo uma anotação ágil, precisa e em tempo real das variáveis a serem observadas. A seguir descrevem-se as principais características dos diversos componentes ligados à placa controladora, e detalhes de sua instalação.

- Termopar tipo K (*Chrom/Alumel*): Foi utilizado para registro das temperaturas dos gases residuais da combustão e instalado a uma distância aproximada de 150 *mm* desde a haste da válvula de descarga, já no coletor de escapamento.
- Termopares tipo T (*Cobre/Constantan*): Foram utilizados para registro das temperaturas do ar de admissão, do óleo lubrificante, do aletado do motor e do combustível na linha de alimentação. O termopar do ar de admissão foi instalado na tubulação de admissão a uma distância de 150 *mm* da entrada do filtro de ar. O termopar do aletado do motor foi instalado num suporte confeccionado em alumínio, para inserção entre duas aletas no cabeçote do motor num um ponto próximo à câmara de combustão. O termopar do óleo lubrificante foi adaptado a um cone de

borracha para introdução no cárter no ponto de instalação da vareta indicadora do nível de lubrificante. Todos os termopares utilizados são de fabricação *Omega Engineering* (EUA) e seus corpos foram cuidadosamente isolados de possíveis irradiações do motor, para tal foram inseridos em mangueiras de silicone apropriadas.

- Transdutores de pressão: Utilizados para indicação dos valores de torque e de pressão de óleo lubrificante. Foi utilizada uma célula de carga de fabricação *Omega Engineering* para registro da pressão de óleo lubrificante, instalada na entrada do manômetro analógico. Para registro dos valores de torque foi utilizada uma célula de carga de fabricação *Kalvico Corporation* (EUA), modelo P350 instalada na mesma linha de pressão do indicador analógico de torque, a 200 mm deste.

3.8.3. Cálculo dos fatores de redução de potência:

Para determinação dos fatores de correção (redução) de potência, segundo determinação da Norma *NBR 5484* (1985), foi utilizado um dispositivo para observação das temperaturas de bulbo seco (*tbs*) e de bulbo úmido (*tbu*) do ar atmosférico, tecnicamente denominado de *psicrômetro de fluxo contínuo*. Este psicrômetro é um dispositivo laboratorial, especialmente construído segundo as recomendações da *ASHRAE*, e que é normalmente utilizado em experimentos que envolvam a necessidade de determinação das condições atmosféricas.

Quando se iniciavam as baterias de testes, o motor elétrico do ventilador do dispositivo era ligado, aguardava-se a estabilização das temperaturas e, depois de transcorridos aproximadamente 10 minutos, anotavam-se então os valores das temperaturas de bulbo úmido (*t_{bu}*) e de bulbo seco (*t_{bs}*) do ar atmosférico.

Para a determinação da pressão barométrica do ar ambiente utilizou-se uma mini-estação meteorológica de fabricação alemã, marca *Sundo*, modelo 65472, instalada na sala de controle do dinamômetro fora do ambiente em que o motor encontrava-se em testes. Esta foi considerada a condição-padrão para o ar atmosférico, pois a captação do ar de alimentação do motor era externa à sala do dinamômetro para evitar alterações de leituras de temperatura devido à irradiação do motor e do sistema de escapamento.

A Figura 14 apresenta o dispositivo *t_{bs}/t_{bu}* (psicrômetro de fluxo contínuo) onde se pode observar os dois termômetros de líquido em vidro expostos à corrente de ar.

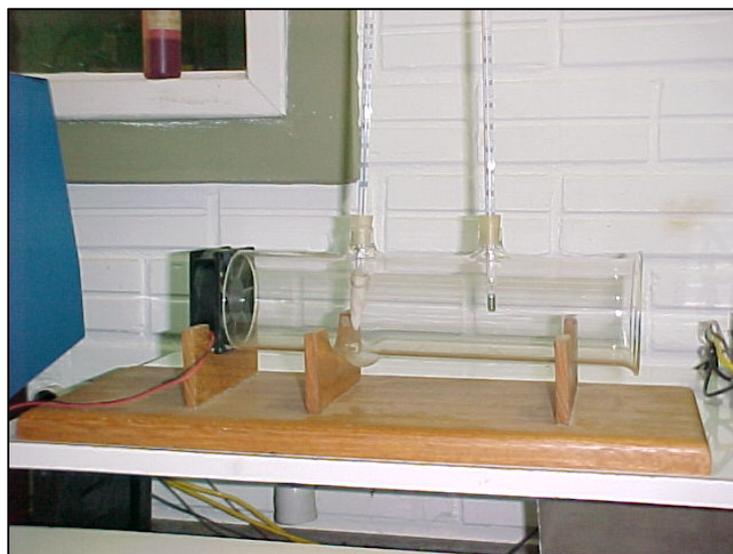


FIGURA 14 – Psicrômetro de fluxo contínuo.

Para determinação da *t_{bu}* do ar, um dos termômetros tinha seu bulbo envolto em uma mecha de algodão umedecida com água antes de ser submetido à corrente de ar. Os valores anotados, segundo as prescrições da Norma *NBR 5484* (1985), foram utilizados no cálculo dos valores dos fatores de redução de potência e para tal foram trabalhados utilizando-se uma planilha eletrônica simples (Excel[®] do Windows[®]).

Foram calculados os valores de pressão do ar seco necessários à determinação dos fatores de correção de potência (redução), dentro dos limites médios de variação da pressão atmosférica na região. Os fatores foram utilizados para redução da potência às condições padrão de testes (*ABNT*) e obtidos em função das variações de pressão barométrica, temperatura e umidade relativa do ar de admissão (*t_{bs}* e *t_{bu}*).

A Norma *NBR 5484* (1985) estabelece que “o fator de redução para motores funcionando segundo o ciclo diesel deve ser calculado com a seguinte fórmula: ...”

$$Kd = fa^{fm} \quad (2)$$

Onde: *Kd* – fator de redução para motores diesel;

fa – fator atmosférico;

fm – fator do motor = 0,3 para o motor considerado.

O fator atmosférico deve ser determinado pela seguinte expressão:

$$fa = \left(\frac{99}{ps} \right) \left(\frac{t + 273,15}{298} \right)^{0,7} \quad (3)$$

Onde p_s é obtida pela seguinte relação, em função de t_{bs} e t_{bu} :

$$p_s = p_b - \left(\frac{1}{7,5} \right) \cdot \left[e^{\left[21,106 - \left(\frac{5345,5}{(t_{bu} + 273,15)} \right) \right]} - \left(0,49 \cdot p_b \cdot \left(\frac{t_{bs} - t_{bu}}{100} \right) \right) \right] \quad (4)$$

Onde: p_s – pressão do ar seco (kPa);

p_b – pressão barométrica (kPa);

t_{bs} – temperatura de bulbo seco ($^{\circ}C$);

t_{bu} – temperatura de bulbo úmido ($^{\circ}C$).

3.9. Consumo específico de combustível:

3.9.1. Método da balança:

Para obtenção do consumo específico de combustível utilizou-se, inicialmente, uma balança digital com capacidade máxima de 6000g com visor apresentando intervalos de um grama. Sobre a balança foi posicionada uma proveta modificada com capacidade de 1000 ml e que permite a alimentação contínua de combustível através da mesma, ou alimentação apenas do volume determinado pela proveta, através de um conjunto de registros. A balança permitiu o ajuste de tara (em zero da balança) em qualquer instante e, assim, todo o peso de combustível consumido do recipiente era apresentado de forma regressiva, podendo ter a sua leitura congelada para uma precisa anotação.

Um cronômetro digital regressivo determinava os intervalos de tempo de consumo de combustível da proveta (consumo horário). Para anotação da quantidade de combustível consumida, ajustava-se o regime de rotação através da carga resistente aplicada ao motor pelo dinamômetro e um intervalo de tempo de 15 s no cronômetro digital. Simultaneamente era disparado o cronômetro e a balança era zerada. Depois de transcorrido o período de tempo ajustado no cronômetro, congelava-se a leitura no visor da balança digital e anotavam-se os valores registrados em forma de tabela. Repetia-se três vezes tal procedimento para todos os valores de rotação entre 1800 e 2800 rpm, em intervalos próximos a 50 rpm.

As saídas das canalizações de retorno do bico injetor e da bomba injetora, pelas quais fluía o combustível excedente, foram posicionadas sobre a proveta permitindo, desta forma, que as avaliações considerassem apenas as quantidades de combustível realmente utilizado pelo motor para geração de potência.

Apesar de, para este trabalho, serem utilizados apenas os valores de consumo de combustível para a condição de plena alimentação foram anotados diversos consumos horários para variadas condições de aceleração da bomba injetora (determinada pelo deslocamento de sua cremalheira). Para determinação do consumo específico de combustível, foi utilizada a seguinte relação (Norma NBR 5484, 1985):

$$C_s = (C_h)/N_e \quad (5)$$

Onde: C_s - Consumo específico (g/cv.h)

C_h - Consumo horário (g/h)

N_e - Potência efetiva (cv).

A Figura 15 apresenta a constituição do sistema utilizado para definir o consumo específico de combustível através do método da balança.

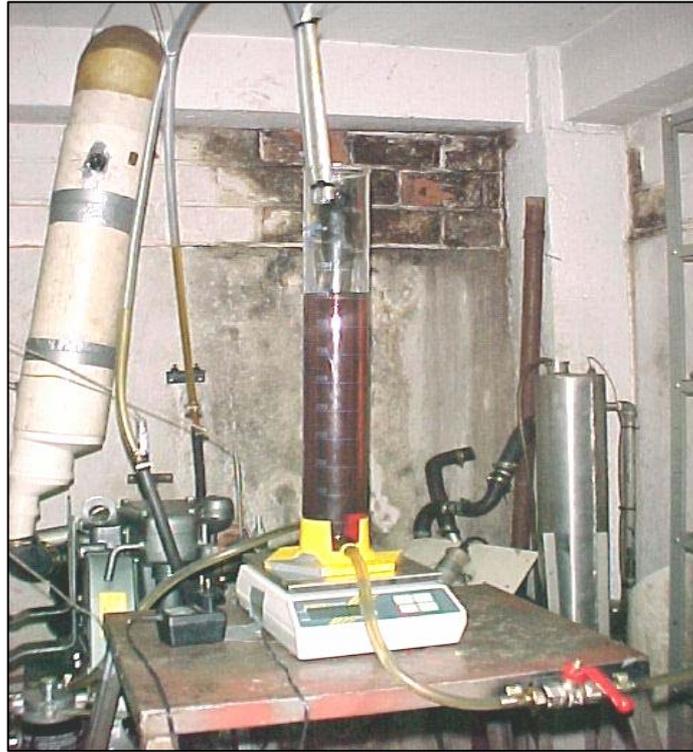


FIGURA 15 – Método da balança para cálculo do C_s ($g/kW.h$).

3.9.2. Método do número de ciclos de injeção:

Outra forma de determinação da quantidade de combustível consumida pelo motor em cada regime, baseia-se no peso do combustível injetado no interior de um recipiente de peso conhecido, em determinadas rotações do eixo virabrequim.

Optou-se pelo método do número de ciclos de injeção como forma de confirmação dos valores encontrados pelo método da balança. Assim, a partir do número de giros do virabrequim determinavam-se as quantidades de combustível injetado para a condição de plena aceleração do motor. A condição de plena carga, ou de aceleração máxima, foi determinada durante o ensaio testemunha através da observação do ponto em que o motor deixava de produzir fumaça pelo sistema de exaustão. Após fixada esta condição de aceleração, construiu-se um batente de final de curso para o acelerador, para que todos os demais testes fossem realizados na mesma condição de aceleração.

Foram utilizadas 200 rotações do virabrequim para recolhimento de um volume significativo de combustível injetado na proveta. Os volumes recolhidos eram pesados em uma balança analítica de laboratório e do valor obtido era descontado o peso próprio da proveta. O procedimento consistia em aquecer o motor com o combustível de teste e a desmontagem do bico injetor após o motor atingir a temperatura normal de funcionamento. O injetor era introduzido na proveta e manualmente (manivela) eram realizados os duzentos giros do virabrequim. A cada três avaliações o motor era novamente posto em funcionamento para aquecimento.

A avaliação de consumo a partir do número de giros do virabrequim e consequentemente do número de ciclos de injeção da bomba injetora é aceitável devido ao diesel e do óleo de soja constituírem-se em líquidos e, consequentemente, poderem ser tratados como fluidos incompressíveis. Tais procedimentos permitiram, a partir da comparação dos dados obtidos pelo dois métodos, a confirmação de que o método do número de ciclos de injeção constitui-se num fator de simplificação bastante confiável.

A Figura 16 apresenta o momento da injeção do combustível na proveta.



FIGURA 16 – Avaliação do consumo específico de combustível - Método do número de ciclos de injeção.

3.10. Sistema de aquecimento do combustível:

Para obtenção das temperaturas estabelecidas, de forma a promover o aquecimento do combustível, construiu-se um sistema composto por uma resistência elétrica com capacidade nominal de $3,0\text{ kW}$, monofásica, em 220V , comandada por chave contactora e montada no interior de um reservatório metálico com capacidade para vinte litros.

O tempo que a resistência permanecia ligada era determinado por um controlador eletrônico, do tipo utilizado para comando da temperatura de sistemas de aquecimento (*boilers*, fornos e aquecedores) ou de refrigeração (*freezers*, câmaras e balcões frigoríficos). Tal controlador, de fabricação *Full Gauge*, modelo *TiC-17*, permite o ajuste da temperatura desejada e o tempo de histerese (diferencial de temperatura) atuando numa faixa de 50°C até 99°C. O bulbo sensor de comando do controlador foi introduzido numa capa de proteção de alumínio e no recipiente de aquecimento próximo ao ponto de captação do combustível pelo sistema de alimentação.

Após montado o sistema de aquecimento foram conduzidos testes iniciais com o reservatório preenchido com água para verificação do seu funcionamento e o nível de precisão proporcionado. Através da comparação dos valores de temperatura ajustados no controlador e aqueles verificados em termômetro de laboratório tipo líquido em vidro é que foram determinadas as faixas de temperaturas utilizadas no experimento.

O sistema de aquecimento permitiu, ao longo de todo o período de ensaios, apenas a fixação de uma faixa de temperaturas para os combustíveis, não possibilitando a fixação de uma temperatura exata e constante, em virtude da vazão de alimentação ser variável e diretamente dependente da rotação do motor e ainda do grau de retardo (diferencial) do sistema de comando eletrônico, ou seja a resposta do aquecimento não era imediato devido aos volumes de combustível trabalhados. Uma condição hipotética de temperatura constante, somente poderia ser mantida se todo o recipiente fosse aquecido ou isolado termicamente, condição que dificilmente poderia ser mantida em condições de operação a campo.

Mesmo assim, em virtude das condições adversas pode-se considerar que a faixa de temperaturas em que se trabalhou é estreita e a sua influência sobre a viscosidade pode ser considerada não significativa.

A saída de combustível foi posicionada no fundo do reservatório permitindo, através de mangueiras plásticas, a condução do mesmo para um sistema de registros que permitiam a seleção do combustível que alimentava a bomba injetora. Para tal foram utilizados três registros de abertura rápida para permitir a alimentação com diesel convencional na partida e após com o combustível oriundo do sistema de aquecimento.

A Figura 17 apresenta a forma de instalação da resistência elétrica no interior do reservatório do sistema de aquecimento utilizado, enquanto que a Figura 18 mostra alguns detalhes do sistema de registros que permitiu a alternância de combustíveis durante o funcionamento e os procedimentos de partida e de parada com óleo diesel convencional.

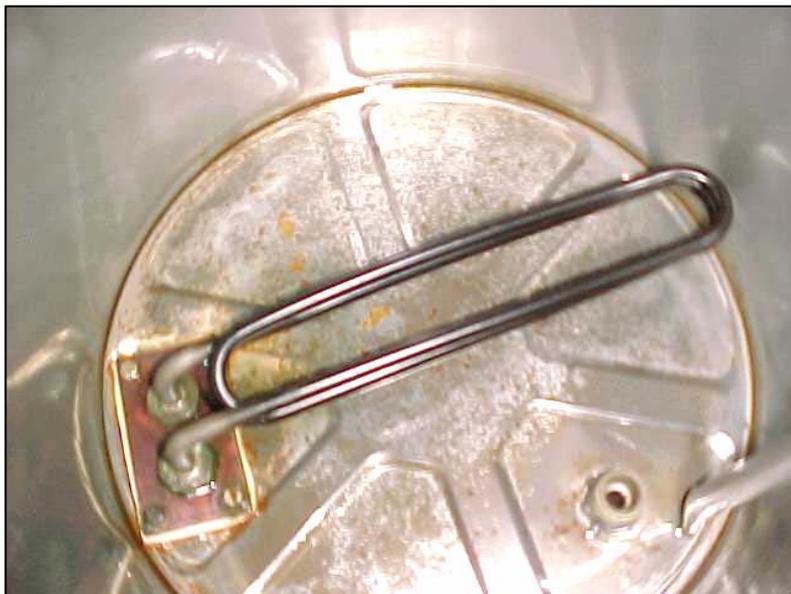


FIGURA 17 – Resistência elétrica para aquecimento dos combustíveis de teste.

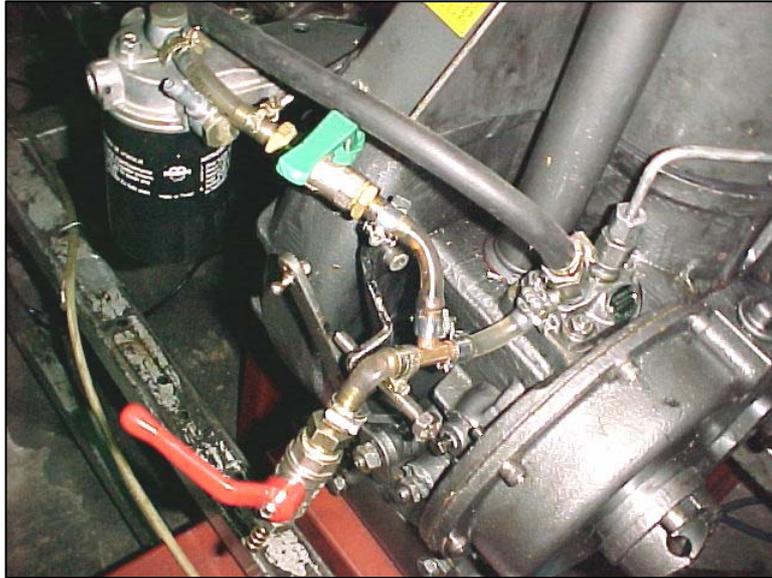


FIGURA 18 - Composição do sistema de registros da linha de combustível.

3.11. Procedimentos de partida, aquecimento e parada do motor:

A partida do motor, em sua fase fria, o seu aquecimento e o processo de parada ao final de uma jornada de testes, eram realizadas com óleo diesel para evitar o acúmulo de óleo vegetal próximo à entrada da bomba injetora. Tal procedimento deveu-se à constante citação, pelos diversos autores consultados, da comprovada dificuldade de partida do motor quando alimentado com óleos vegetais puros sem pré-aquecimento. Uma condição especial para partida de motores alimentados por combustíveis diferentes daquele de origem observa-se, normalmente, quando se utiliza combustíveis oriundos da biomassa. Vide o exemplo das ações necessárias

para a partida de motores a álcool etílico hidratado. Deve-se registrar que, tanto para as misturas de diesel com óleo vegetal ou mesmo com o óleo vegetal puro, não foi constatada dificuldade de partida do motor quando em sua fase quente, nos intervalos entre as paradas para ajustes de ponto de injeção ou entre uma bateria e outra de testes.

Em linhas gerais, os procedimentos de partida e de parada do motor obedeciam a seguinte seqüência:

1. Partida com óleo diesel convencional;
2. Aquecimento com diesel convencional até atingir-se 65°C de temperatura do aletado do motor;
3. Abertura do registro controlador do combustível alternativo (puro ou em mistura) aquecido;
4. Corte na alimentação do diesel convencional através do sistema de registros;
5. Realização das baterias de testes;
6. Para a parada do motor ao final de uma jornada de testes invertiam-se as fases 3 e 4.

3.12. Apresentação dos resultados obtidos:

As Figura 19, 20 e 21 apresentam as formas com que os dados foram disponibilizados pelo sistema automático de aquisição de dados, em arquivos gráficos (extensão - . *RTM*) e como eram visualizados no monitor

do computador. Os valores gerados pelo sistema informatizado foram transferidos (convertidos) para uma planilha de cálculos padrão *Windows®* (Excel) de forma a permitir a conversão das unidades para o sistema internacional (*SI*) pois, originalmente os dados são disponibilizados em unidades do Sistema Inglês.

Teste realizado em: 05-16-2002											
Rotação Inicial em 1800 RPM						Rotação Final em 2800 RPM					
Intervalo de 50 RPM											
Rotação	Leitura	Torque	Pot(HP)	Ava	P.Óleo	T.Óleo	T.Ar	T.Água	P.Cmb	T.Esc1	
RPM		m.Kgf	HPC	°	Kgf/cm ²	°C	°C	°C	Kgf/cm ²	°C	
1800	4.0	3.1	7.6	0	2.4	85	27.0	73	.1	413	
1850	4.0	3.1	7.9	0	2.4	85	27.1	73	.1	425	
1900	4.1	3.2	8.3	0	2.4	85	26.9	73	.1	421	
1950	4.2	3.2	8.6	0	2.3	85	27.1	73	.1	423	
2000	4.2	3.3	8.9	0	2.2	85	27.0	73	.1	431	
2050	4.3	3.3	9.3	0	2.0	85	27.1	74	.1	431	
2100	4.3	3.3	9.5	0	2.0	85	27.1	74	.1	433	
2150	4.2	3.3	9.7	0	1.9	85	27.1	74	.1	435	
2200	4.3	3.3	9.9	0	1.9	85	27.2	74	.1	440	
2250	4.2	3.3	10.1	0	2.0	85	27.2	74	.1	447	
2300	4.2	3.2	10.2	0	2.0	85	27.3	74	.1	451	
2350	4.2	3.2	10.4	0	2.0	85	27.3	74	.1	459	
2400	4.2	3.2	10.6	0	2.1	85	27.2	74	.1	473	
2450	4.2	3.2	10.8	0	2.2	84	27.1	70	.1	504	
2500	4.3	3.3	11.3	0	2.2	85	27.1	73	.1	494	
2550	4.3	3.3	11.5	0	2.3	85	27.2	73	.1	504	
2600	4.2	3.3	11.7	0	2.4	84	27.1	70	.1	542	
2650	4.2	3.3	11.9	0	2.5	85	27.3	73	.1	540	
2700	4.2	3.2	12.0	0	2.5	86	27.2	73	.1	540	
2750	4.2	3.2	12.2	0	2.4	85	27.1	69	.1	572	
2800	4.2	3.3	12.5	0	2.4	85	27.1	69	.1	600	

FIGURA 19 – Dados disponibilizados pelo sistema de aquisição de dados automático (arquivos gráficos *.RTM).

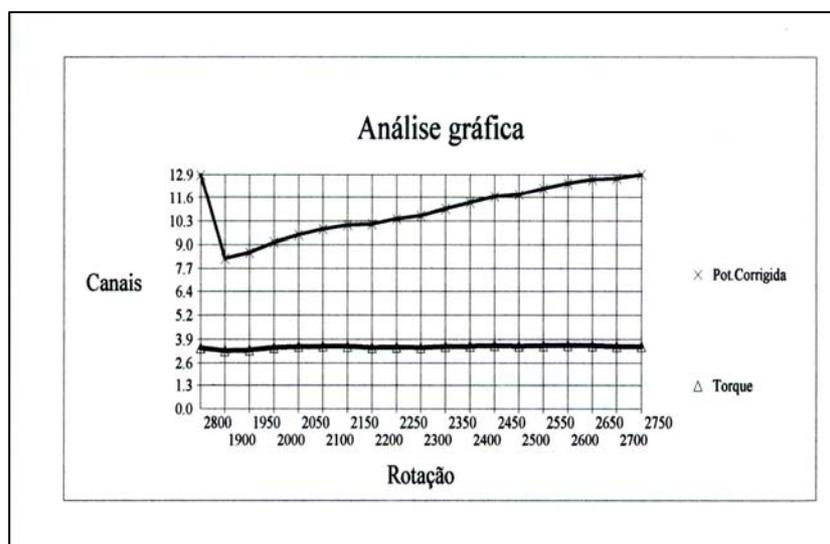


FIGURA 20 – Gráfico gerado pelo sistema de aquisição de dados.

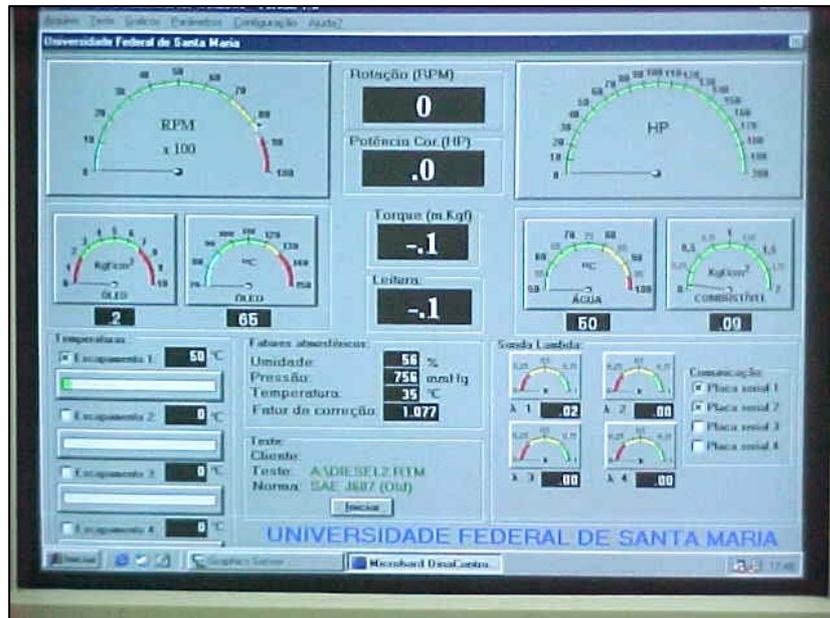


FIGURA 21 - Apresentação dos dados no monitor de vídeo.

Também, a planilha de cálculo permite maiores flexibilidade de apresentação e agrupamento de dados para a análise dos resultados obtidos para motor ensaiado.

3.13. Delineamento experimental:

O presente trabalho de pesquisa, em particular, constituiu-se num experimento multifatorial no qual as principais “variáveis-resposta” (obtidas por medição) observadas e analisadas foram:

- Torque do motor;
- Potência efetiva;
- Consumo específico de combustível.

Os tratamentos utilizados para a realização do experimento, que constituíram as variáveis independentes do modelo matemático e que segundo SOUZA *et al* (2002) “são os procedimentos ou conjunto de procedimentos cujo efeito deverá ser avaliado e comparado com outros”, foram:

- Teor de óleo de soja na mistura (10%, 30%, 50%; 70% e 100%);
- Temperatura de pré-aquecimento dos combustíveis (57° ou 68°C);
- Valor angular do avanço de injeção (21°, 22°, 23° e 24° *APMS*).

Durante a condução do experimento foram realizados os ensaios considerando os tratamentos possíveis e, dentre estes, os realizáveis praticamente. Como exemplo, não foi possível realizar os ensaios cujo tratamento exigia uma combinação de baixos teores de óleo de soja na mistura e elevada faixa de temperatura de pré-aquecimento do combustível, devido à formação de vapores combustíveis na sala do dinamômetro. Este caso em particular limitou o número de ensaios pois ao atingir-se o ponto de fulgor do óleo diesel utilizado era facilmente perceptível pelo forte odor característico do vapor de óleo diesel no ambiente.

Assim, alguns teores de mistura à faixa de 68°C não puderam ser ensaiados pois se caracterizavam condições que dificilmente pudessem ter aplicações práticas na operação normal de motores diesel, inclusive por questões de segurança.

Foram organizados os ensaios segundo os seguintes tratamentos, cuja composição da nomenclatura permite uma fácil identificação, na seqüência: do combustível, do avanço da injeção e do pré-aquecimento utilizado.

Como exemplo, um ensaio identificado por:

veg70d30 – 21 (57), tem o seguinte significado:

Trata-se de uma mistura composta por 70% óleo de soja (*veg70*) mais 30% de óleo diesel (*d30*), cujo o ponto de avanço de injeção do motor é 21°*APMS* submetido a um pré-aquecimento de 57°C. Todos os ensaios contaram com três repetições, observada toda a gama de rotações utilizada no experimento. Os dados foram organizados em planilhas e representadas, na forma de gráficos, as três principais curvas características do motor ($M_t \times n$, $N_e \times n$ e $C_s \times n$).

Aproximadamente 150 horas de funcionamento do motor foram cumpridas para a realização de todos os ensaios e suas repetições, procedimentos de partida, aquecimento e parada do motor. Para a avaliação de torque e potência os ensaios foram relativamente rápidos, porém a avaliação de consumo específico de combustível foi mais morosa pois exigia constantes montagem e desmontagem do bico injetor para recolhimento de combustível na proveta, num regime de procedimentos que permitisse que o motor se mantivesse em temperatura de funcionamento. Para a análise estatística dos resultados, todos os dados foram transferidos para uma planilha do Excel[®], agrupados em seqüência para serem analisados pelo SAS System da UFSM. A ferramenta utilizada para avaliação dos dados obtidos foi a análise de variância não paramétrica, utilizando-se os testes de Wilcoxon e de Kruskal-Wallis.

A composição dos tratamentos utilizados no experimento estão agrupados no Quadro 07:

Quadro 07 – Tratamentos do experimento

Designação do tratamento	Temperatura (°C)	Ponto de injeção (°APMS)	Repetição
d100	Ambiente - 20°	21°	1,2,3
veg10d90 – 21 (57)	57°	21°	1,2,3
veg10d90 – 22 (57)	57°	22°	1,2,3
veg10d90 – 23 (57)	57°	23°	1,2,3
veg10d90 – 24 (57)	57°	24°	1,2,3
veg30d70 – 21 (57)	57°	21°	1,2,3
veg30d70 – 22 (57)	57°	22°	1,2,3
veg30d70 – 23 (57)	57°	23°	1,2,3
veg30d70 – 24 (57)	57°	24°	1,2,3
veg50d50 – 21 (57)	57°	21°	1,2,3
veg50d50 – 22 (57)	57°	22°	1,2,3
veg50d50 – 23 (57)	57°	23°	1,2,3
veg50d50 – 24 (57)	57°	24°	1,2,3
veg70d30 – 21 (57)	57°	21°	1,2,3
veg70d30 – 22 (57)	57°	22°	1,2,3
veg70d30 – 23 (57)	57°	23°	1,2,3
veg70d30 – 24 (57)	57°	24°	1,2,3
veg70d30 – 21 (68)	68°	21°	1,2,3
veg70d30 – 22 (68)	68°	22°	1,2,3
veg70d30 – 23 (68)	68°	23°	1,2,3
veg70d30 – 24 (68)	68°	24°	1,2,3
veg100 – 21 (57)	57°	21°	1,2,3
veg100 – 22 (57)	57°	22°	1,2,3
veg100 – 23 (57)	57°	23°	1,2,3
veg100 – 24 (57)	57°	24°	1,2,3
veg100 – 21 (68)	68°	21°	1,2,3
veg100 – 22 (68)	68°	22°	1,2,3
veg100 – 23 (68)	68°	23°	1,2,3
veg100 – 24 (68)	68°	24°	1,2,3

3.14. A análise estatística dos resultados:

3.14.1. Testes de normalidade da distribuição dos dados:

Deve-se ressaltar que os testes do grau de normalidade da distribuição dos dados referentes ao desempenho do motor foram realizados pois são necessários para aplicação da análise de variâncias, apesar de não ser a forma de distribuição esperada.

Na avaliação de desempenho de um motor de combustão interna não deve haver expectativa de normalidade na distribuição dos resultados, já que as variáveis torque, potência e consumo horário e específico de combustível são dependentes da variação do número de rotações, sendo uma definida em função da outra, a expectativa é que os valores sejam “crescentes” com a *rpm*.

O motor foi testado numa faixa de rotações crescente entre 1800 e 2800 *rpm* e espera-se que o torque, que é a variável dependente realmente medida no dinamômetro, seja crescente com a rotação e atinja um valor máximo dentro desta faixa de rotações, porém sem normalidade de distribuição. A potência é uma variável dependente calculada a partir da combinação dos valores de torque e de rotação sendo, portanto, mais sensível à variação de rotação do que do torque, segundo a Equação 1, assim como o consumo específico de combustível que é calculado em função da potência, segundo a Equação 5.

Excepcionalmente, em casos raros, o torque e apenas este pode apresentar uma distribuição de valores próxima à de uma curva normal.

Para a análise do grau de normalidade dos dados foi utilizado o teste de Shapiro-Wilk, com grau de significância de 5%, estando no Anexo D agrupados os resultados dos testes de normalidade e da análise estatística do experimento.

O torque apresentado por um motor e seus valores máximo, mínimo e médio podem ser distribuídos ao longo da gama de rotações durante o projeto de definição do motor e da aplicação ao qual se destina. Assim, as características de torque e potência do motor podem ser trabalhadas em termos de cilindrada, do sistema de distribuição (comando de válvulas, válvulas,..), coletores de admissão e de descarga, sistemas de injeção e de combustão, entre outros. São também considerados os custos de produção e a necessidade de resistência do mesmo nas suas aplicações.

Em termos gerais, um bom motor para as aplicações agrícolas de natureza específica, como o que foi avaliado, normalmente em regime de rotação constante (estacionário), deve suportar as possíveis variações de carga sem prejuízo de sua operação. Para tal, o motor deve apresentar uma boa “reserva de torque” e, aliado a esta, deve apresentar o menor consumo específico de combustível possível com potência suficiente para a aplicação à qual se destina.

Em outras palavras deve-se buscar que o mesmo apresente os melhores rendimentos termodinâmico e mecânico.

Assim, os principais fatores observados, calculados e analisados foram:

- Torque (momento) em $daN.m$;
- Potência em kW ;
- Consumo específico de combustível ($g/kW.h$).

Estas variáveis-resposta e, principalmente o seu comportamento ao longo da faixa de rotações considerada (1800 a 2800 *rpm*, em intervalos de 50 *rpm*), foram criteriosamente analisados para a definição dos melhores tratamentos e de sua aplicabilidade na operação do motor. Nem sempre um motor que apresenta o máximo torque, a maior potência ou menor consumo específico é aquele que deve ser considerado o de melhor resultado, deve ser analisado o seu desempenho no conjunto das variáveis. As variáveis independentes utilizadas para a montagem do delineamento experimental, e que foram avaliadas em suas possíveis combinações, foram:

- Teor de mistura (% de óleo vegetal) com diesel;
- Temperatura de pré-aquecimento (57°C e 68°C);
- Ângulo de avanço do ponto de injeção.

3.14.2. Análise da variância (ANOVA) e “não paramétrica”:

Determinado por SOUZA (2002), que explica que: a idéia na análise da variância é comparar a variância devido aos tratamentos com a variação devida ao acaso, ou resíduo. O objetivo é analisar as diferenças entre as médias aritméticas do grupo, a partir de uma análise na variação dos dados entre grupos.

A *ANOVA* é um método poderoso para identificar diferenças entre as médias populacionais, devido à varias causas, atuando simultaneamente sobre os elementos da população. Assim, o objetivo da aplicação da *ANOVA* é apontar se um grupo é estatisticamente diferente do outro ou não.

No Anexo B estão agrupados, na forma de tabelas, os resultados das análises de variância e “não paramétrica” dos dados experimentais.

No capítulo referente aos resultados e discussão a análise estatística fica reservada ao conjunto das avaliações de todos os itens. Em conjunto procedeu-se a uma análise do desempenho do motor, para cada tratamento de forma individualizada, baseada na análise dos dados colocados num conjunto de gráficos que são conhecidos como “curvas características de desempenho de um motor de combustão interna” e nos resultados apresentados pela estatística.

Foram construídas as curvas de desempenho para cada tratamento e para as suas repetições no experimento.

A seguir, são tratados de forma individualizada os resultados para cada um dos tratamentos utilizados sendo apontados e discutidos os principais resultados apresentados.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. O ensaio testemunha:

Para alimentação com óleo diesel convencional foram anotados os seguintes valores máximos para torque e potência e o mínimo consumo específico de combustível em suas rotações correspondentes:

- Torque máximo: *3,44 daN.m a 2000 rpm;*
- Potência máxima: *8,65 kW a 2600 rpm;*
- Consumo específico mínimo: *214,6 g/kW.h a 2000 rpm.*

4.2. Influência da temperatura de aquecimento do combustível:

4.2.1. Torque:

Nas Figuras 22 a 28 estão reunidas as curvas representativas da variável *torque* para todos os combustíveis utilizados no experimento, individualmente, nas duas faixas de temperatura, apresentadas segundo a variação do ponto de avanço da injeção.

Em todos os gráficos, para comparação, está representada a curva de desempenho do motor na sua condição original, ou seja, alimentado com óleo diesel de petróleo (*d100*), com o ângulo de avanço de $21^{\circ}APMS$ e sem utilização de pré-aquecimento. Uma análise inicial do conjunto de curvas permite verificar que o grupo de testes conduzidos à faixa de temperatura de $68^{\circ}C$ registrou os maiores valores de torque e de potência e os menores valores para consumo específico.

4.2.1.1. Óleo de soja puro (*veg100* – $57^{\circ}C$)

As curvas de desempenho para o óleo de soja puro (*veg100*), sob aquecimento de $57^{\circ}C$, demonstram uma clara redução de torque em relação ao óleo diesel em baixas e médias rotações e uma tendência de elevação do regime de rotação onde se apresenta o valor de torque máximo sendo, porém, este inferior ao máximo torque da testemunha. Enquanto o torque máximo com óleo diesel se apresenta na faixa de 2000 a 2150 *rpm*, para o óleo de soja nesta condição se apresenta entre 2400 e 2650 *rpm*. A variação do ponto de injeção não resultou em diferença significativa para a variável torque entre os valores de 22° e $23^{\circ} APMS$ ao longo de toda a faixa de rotação.

O ponto de avanço original da injeção, $21^{\circ}APMS$, apresentou valores de torque semelhantes aos demais (nível de significância de 5%) em baixas e médias rotações, decrescendo ligeiramente em elevadas rotações. Os menores valores de torque registrados foram para a condição de avanço de $24^{\circ}APMS$, indicando um início da injeção demasiadamente adiantado que

promove uma maior carga de combustível na câmara entrando em combustão e acarreta uma situação semelhante à detonação nos motores de ciclo Otto. Assim, tal condição produz uma elevada contrapressão durante o curso ascendente do pistão reduzindo o toque e a potência com elevação de consumo. Sob esta condição de avanço, em elevadas rotações, o funcionamento do motor tornou-se irregular.

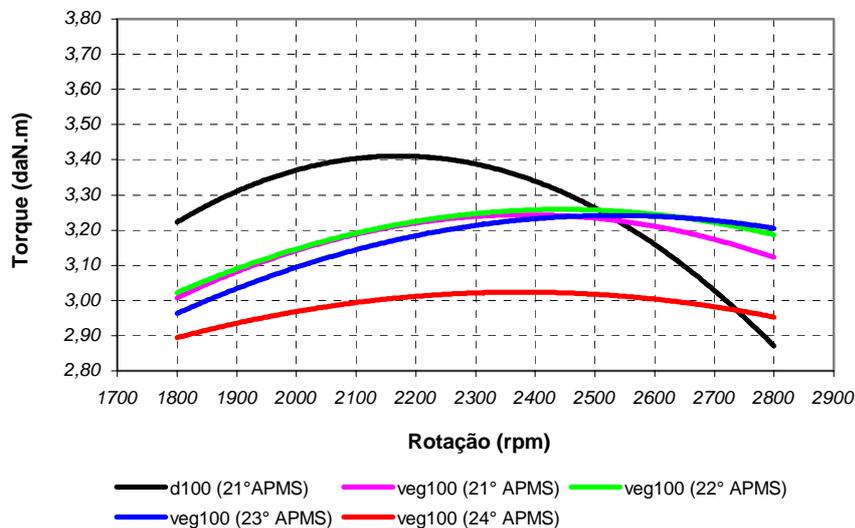


FIGURA 22 – Curvas de torque para o óleo de soja puro (*veg100*), 57°C de pré-aquecimento, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

A situação descrita por NWAFOR *et alii* (2000) pôde ser comprovada, pois observou-se que o motor alimentado por óleos vegetais ou por misturas com o diesel suporta alterações de avanço de injeção até um determinado limite, a partir do qual qualquer acréscimo pode conduzir a uma condição errática de funcionamento.

Também, o relato de ISHII *et al* (1987), para esta condição de temperatura de pré-aquecimento não foi confirmado, apenas quando

utilizou-se a faixa de temperaturas de 68°C é que constatou-se um aumento de torque do motor. O decréscimo de torque para o óleo de soja puro com 21°, 22° e 23° *APMS* pode ser atribuído à má dispersão do combustível na câmara, em virtude de sua maior viscosidade nesta temperatura e que, para a realização do experimento, o sistema de injeção não sofreu ajustes para o funcionamento com o óleo vegetal. Também o menor poder calorífico do óleo de soja contribuiu para a redução de torque do motor.

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, confirmando o descrito por GIACOSA (1964) e por OBERT (1971).

Um registro importante a ser feito é que o motor de ensaio, em virtude de suas características construtivas, apresentou nos ensaios com óleo diesel convencional uma característica de rendimento volumétrico superior em regimes de rotação entre 2000 e 2200 *rpm*. O rendimento volumétrico indica as condições em que se desenvolvem o melhor enchimento do cilindro com ar e o processamento da combustão, facilmente verificáveis a partir dos valores de torque máximo.

Em média, os valores de torque para o óleo de soja em pré-aquecimento de 57°C foram 5,0% inferiores à testemunha resultado adverso àquele descrito por PRYOR *et alii* (1983), porém no mesmo sentido dos resultados de PIMENTEL *et al* (2002).

4.2.1.2. Óleo de soja puro (*veg100* – 68°C)

A Figura 23 apresenta as curvas de torque para o óleo de soja puro (*veg100*) frente ao óleo diesel de petróleo quando utilizada a faixa de aquecimento de 68°C. Sob esta condição de pré-aquecimento, os resultados para o óleo de soja puro tornam evidente a influência da temperatura sobre o torque desenvolvido pelo motor, haja vista que os seus valores para *todos* os pontos de avanço da injeção foram superiores aos do óleo diesel convencional.

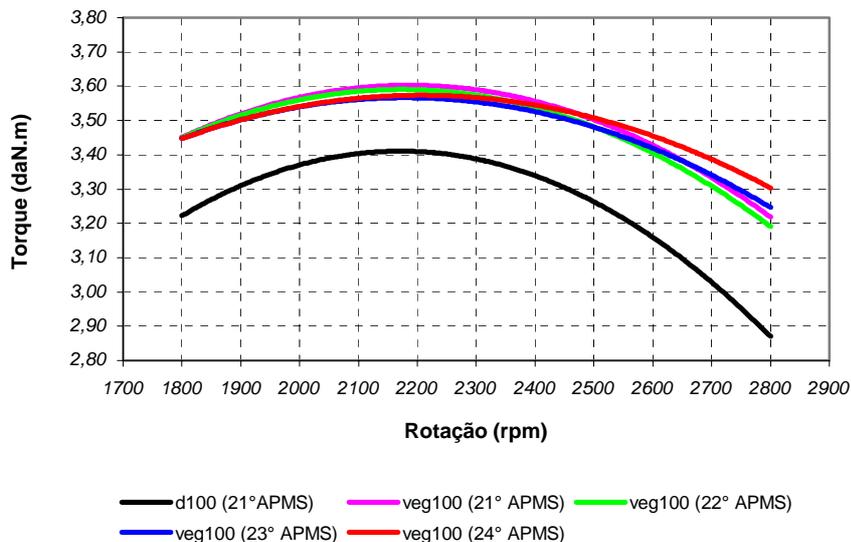


FIGURA 23 – Curvas de torque para o óleo de soja puro (*veg100*), 68°C de pré-aquecimento, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Para toda a gama de rotações utilizada nos ensaios, as curvas representativas de torque para *veg100*, independentemente do avanço de injeção, apresentaram valores semelhantes e sem diferença significativa

entre elas dentro do intervalo de confiança de 5%. Os resultados dos ensaios com aquecimento do combustível corroboram a ênfase dada, à necessidade de uma boa vaporização para provocar a combustão espontânea, por LEONTSINIS (1988) e por VARDE (1984) sobre as características do jato de combustível emergindo através do injetor.

Observa-se que o comportamento das curvas e dos valores de reserva de torque são semelhantes à testemunha, somente com a média de torque produzido sempre superior. Em média, os valores de torque foram superiores em torno de 7,0% ao longo de toda a gama de rotações. Os valores de torque foram ligeiramente superiores àqueles encontrados por PRYOR *et alii* 1983, o que pôde ser vinculado à maior temperatura de aquecimento e também à injeção indireta do combustível, em câmara de pré-combustão.

O aumento de torque, em relação à testemunha foi atribuído à redução da viscosidade do óleo de soja que, embora ainda superior à do óleo diesel, permite uma melhor formação da mistura e de uma melhor combustão.

A análise consumo específico permite observar que o menor poder calorífico do óleo de soja pôde ser compensado com o aumento do consumo, em função da maior densidade do óleo de soja, em torno de 10%.

A viscosidade superior, aliada à maior densidade do óleo de soja, reduziu os vazamentos na bomba injetora e influiu sobre a quantidade de combustível injetado que, agora, sob uma condição de temperatura mais favorável proporcionou uma combustão mais completa de uma maior quantidade de combustível, em concordância à condição descrita por VARDE (1984). O resultado foi uma maior força expansora no interior do cilindro e conseqüentemente do maior torque registrado.

Ainda, o rendimento volumétrico do motor de ensaio, que demonstra o grau de enchimento do cilindro e continua comprovadamente na faixa de rotações em torno de 2200 *rpm*. Este rendimento volumétrico é função do diagrama de comando de válvulas do motor.

O pré-aquecimento do combustível, em temperaturas próximas às utilizadas neste tratamento, certamente facilita o início do processo de combustão e, ainda, como o óleo de soja é um oxigenado, também apresentam-se melhores condições para uma queima mais completa e com maior liberação de calor.

4.2.1.3. Mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (*veg10d90 - 57°C*)

Na figura 24 apresentam-se as curvas de torque para a mistura de 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel. Para os ensaios foi utilizada apenas o pré-aquecimento de 57°C, conforme o descrito no Capítulo 3.

Em média, para os avanços de 21°, 22° e 23°*APMS* os valores de torque para esta condição de aquecimento, não diferem estatisticamente em baixas e médias rotações, porém com o uso de 24°*APMS* facilmente pode ser verificada uma significativa redução do torque. Para estas condições de rotação as curvas denotam uma condição não apropriada de desenvolvimento da combustão, com contrapressão elevada e inclusive com o surgimento da “batida” característica dos motores diesel.

Já em regimes de elevada rotação a presença de óleo de soja e do aquecimento podem conduzir à uma ligeira elevação de torque do motor,

em valores que podem atingir em torno de 3,0%. Tal diferença foi atribuída à elevação da temperatura da mistura combustível, o que promove uma facilidade de desenvolvimento da combustão, gerando uma combustão mais completa e, portanto, com maior de calor.

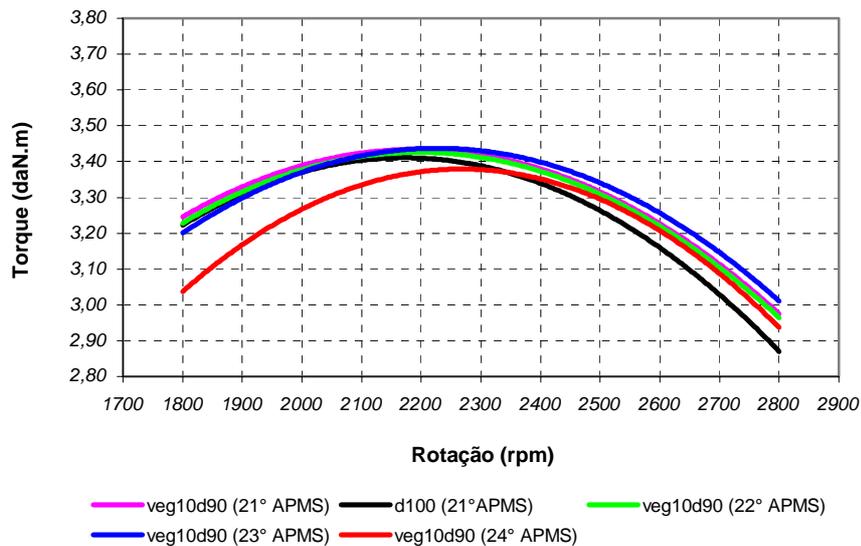


FIGURA 24 – Curvas de torque para a mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (*veg10d90*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

A condição de avanço de 24°APMS foi responsável pelos piores valores de torque do ensaio, inferiores à testemunha, e deve ser descartada devido à sua irregularidade de funcionamento pois somente em elevadas rotações é que este ponto de injeção permite que se atinjam as médias de valores dos demais. Pode-se, porém, observar que os efeitos do avanço em demasia podem ser compensados pela maior turbulência do ar em altos regimes de rotação.

As curvas de torque para os ensaios apresentam valores de reserva de torque semelhantes à do óleo diesel, com exceção do ensaio que utilizou

24°APMS para avanço de injeção, indicando a viabilidade de utilização desta mistura em motores.

4.2.1.4. Mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (*veg30d70* - 57°C)

Na Figura 25, os resultados de torque para os ensaios com a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel, apenas com o pré-aquecimento de 57°C. A análise das curvas para *veg30d70* verifica que os valores de torque com avanços de 21°, 22° e 23°APMS foram superiores ao da testemunha em valores próximos a 2,5% em todas as faixas de rotação com a diferença acentuando-se à medida que a rotação incrementava-se.

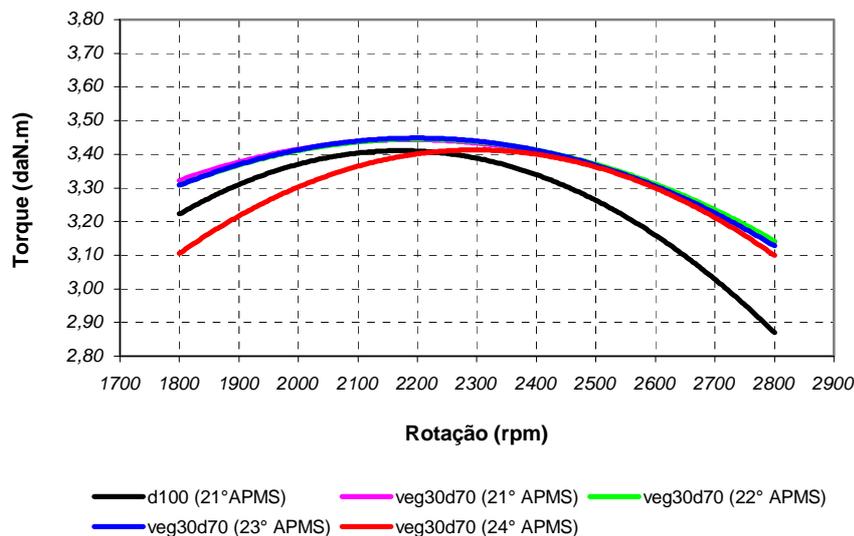


FIGURA 25 – Curvas de torque para a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (*veg30d70*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Não foi verificada diferença significativa para torque entre os três pontos de avanço de injeção citados, entre si. Apenas a curva representativa do ensaio com 24°APMS indica um desempenho inferior à testemunha em baixas e médias rotações. À medida que a rotação cresce os efeitos do avanço em demasia tendem a desaparecer, como verificado também para *veg10d90* e imputado à maior turbulência à medida que a rotação crescia. O valor máximo de torque para *veg30d70* é semelhante ao de *veg10d90* porém na média o primeiro é superior, indicando que à medida que o percentual de óleo vegetal na mistura era incrementado, crescia também o valor médio para torque.

À medida que cresce o teor de óleo de soja na mistura, a viscosidade e a densidade da mesma crescem e o *blow-by* da bomba se reduz, fazendo com que as quantidades de combustível injetadas também sejam incrementadas, compensando ainda o menor poder calorífico do óleo de soja presente no combustível. Resultado este verificado por PIMENTEL *et al* (2002) e ALMEIDA (2002). Existe também a clara indicação que a média de torque a altas rotações é superior à média da testemunha e que a reserva de torque foi reduzida com a tendência de manutenção de uma curva de torque mais “plana” ao longo da gama de rotações considerada.

O valor do torque máximo e, conseqüentemente, dos melhores rendimento volumétrico e de combustão encontram-se ainda na faixa próxima à 2200 *rpm*, fruto do projeto de seu sistema de distribuição. Um registro importante a ser feito é que, o teor de 30% de óleo vegetal na mistura pode ter permitido, em função do seu maior teor de oxigenados, uma significativa modificação na quantidade de oxigênio disponível à combustão, influenciando sobre o desenvolvimento da combustão.

4.2.1.5. Mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (*veg50d50 - 57°C*)

Os valores de torque para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel estão representados, na Figura 26, para todos os avanços de injeção utilizados e apenas para a faixa de temperatura de 57°C.

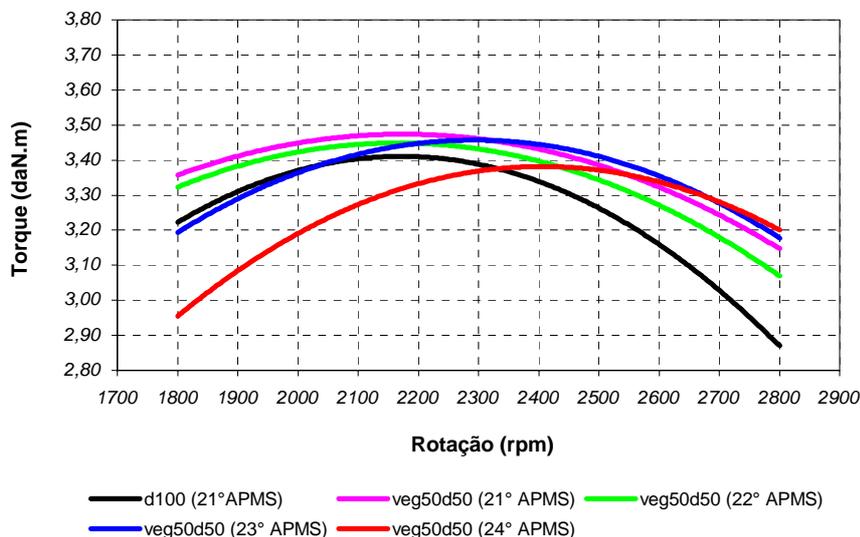


FIGURA 26 – Curvas de torque para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (*veg50d50*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Para a mistura e a faixa de temperatura consideradas, onde o teor de óleo de soja é significativo, inicia-se a verificação de que o comportamento da curva com 23° APMS, a exemplo do que ocorre com o 24° APMS passa a influir sobre o torque apresentado pelo motor. Em baixas e médias rotações, nesta faixa de temperatura, 23° APMS e 24° APMS apresentam desempenho característico de um motor com injeção muito adiantada.

Nessas condições o torque decresce em relação à testemunha enquanto que para 21° e 22°APMS, o torque apresentado é superior à *d100*. Tem-se uma clara indicação que a combinação dos fatores: teor de óleo de soja, faixa de aquecimento e avanço de injeção, dependendo de seus valores podem conduzir o motor à desempenhos bastante diferenciados. Ainda, o regime de rotação em que o motor é carregado passa a influir sobre o desempenho do motor à medida que variam os teores de mistura.

Para o teor de óleo de soja e a faixa de temperaturas considerados, os avanços de injeção de 21° e 22°, aparentemente não influenciam o torque, já para 23° e 24°APMS a combinação dos três fatores influencia mais significativamente no sentido de redução do torque.

Enquanto que para *veg30d70* somente o avanço de 24°APMS apresentava indícios de um processo de combustão deficiente, bastou incrementar o teor de óleo de soja para 50% (*veg50d50*) que o avanço de 23°APMS passou a ser demasiado, indicando comprovação do exposto por NWAFOR *et alii* (2000): “cada tipo de combustível alternativo exige um apropriado avanço de injeção” pois têm-se retardos de combustão diferenciados à medida que se variam os teores de mistura.

Também verifica-se que à medida que o óleo de soja é incrementado na mistura, inicia-se uma tendência de deslocamento do torque máximo para regimes de rotação mais elevados.

Novamente, ao regime de rotações e à presença de oxigênio no óleo de soja podem ser atribuídos os comportamentos diferenciados em altas rotações, onde os valores de torque para todos os pontos de avanço de injeção são semelhantes. Observa-se que, com exceção de 24°APMS, as curvas têm os valores de reserva de torque reduzidos em relação à *d100*.

4.2.1.6. Mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30* - 57°C)

A Figura 27 apresenta as curvas características para torque produzido pela mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel na faixa de 57°C para pré-aquecimento.

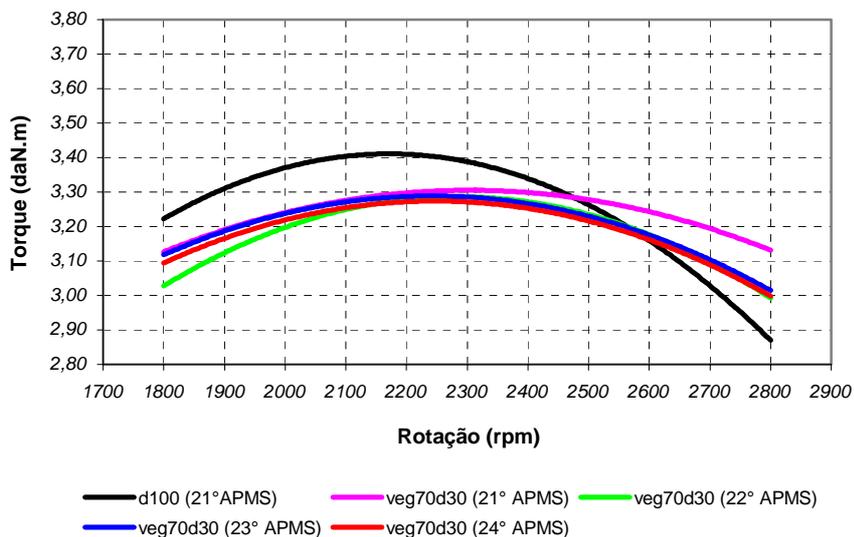


FIGURA 27 – Curvas de torque para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Os ensaios com a mistura *veg70d30*, aquecida a 57°C, resultaram em uma média de torque ligeiramente inferior, em torno de 2,0% em relação à testemunha, porém com uma diferença de mais de 9,0% em relação aos valores máximos. Em baixas e médias rotações observou-se redução de torque em relação à testemunha, porém, à medida que o regime de rotação foi incrementado, o torque foi também incrementado.

Observou-se que houve redução da reserva de torque, com tendência de planificação das curvas e que o ponto de avanço de $21^{\circ}APMS$ (original do motor) foi, nesta condição específica, o de melhor desempenho.

Para as baixas e médias rotações, os resultados indicam que o teor de 30% de óleo diesel já não mais foi suficiente para reduzir os efeitos nocivos do número de cetanos reduzido do óleo de soja e que, à temperatura de $57^{\circ}C$, não se proporcionaram condições adequadas para a correta formação do jato de combustível. Resultaram desta condição, reduzidas taxas de combustão que o adiantamento da injeção não foi suficiente para amenizar seus efeitos nocivos, ocorrendo desenvolvimento da combustão tardio e já com uma significativa fração do curso de expansão desenvolvida.

O aumento do torque nas elevadas rotações, sugere que a turbulência tem influência significativa sobre a combustão dos óleos vegetais, confirmando o exposto por RAO & MOHAN (2002) que utilizaram sobrealimentação num motor de injeção direta.

4.2.1.7. Mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30 - 68°C*)

A Figura 28, a seguir, apresenta as curvas características para torque produzido pela mesma mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel porém agora utilizando uma faixa de temperatura para pré-aquecimento de $68^{\circ}C$. Pode-se verificar que, comparativamente, a influência do pré-aquecimento sugere ser mais significativo do que a variação do ponto de avanço da injeção ou do regime de rotações do motor.

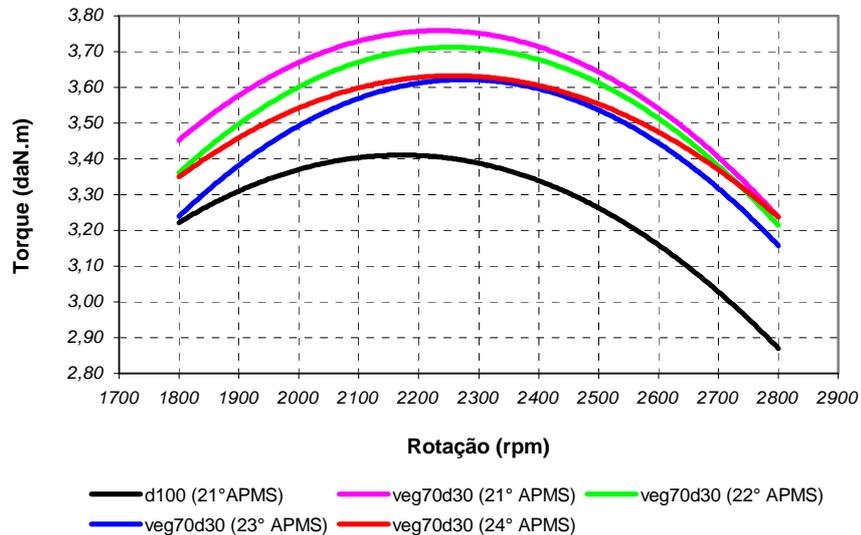


FIGURA 28 – Curvas de torque para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30*), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Para a mistura considerada, nesta faixa de temperatura de 68°C é que foram registrados os maiores valores de torque do experimento, tanto para os valores da média como do valor máximo desenvolvido.

Observou-se que existe diferença significativa, na condição de aquecimento considerada entre os valores de avanço de injeção de 21°APMS, o melhor, e 22°APMS para os valores de 23° e 24°APMS, principalmente às baixas e médias rotações.

Os resultados confirmaram que à medida que cresce o regime de rotação a influência do avanço de injeção passa a não ser significativo, sugerindo novamente a importância da turbulência sobre o processo de combustão e portanto sobre o desempenho.

Foram obtidos, em média, valores de torque em torno de 8,5% superiores à media da testemunha e em elevados regimes chegou-se a atingir uma diferença de 13% em favor da mistura *veg70d30*. O maior valor de torque registrado no experimento foi de 3,92 *daN.m* para esta mistura combustível.

4.2.2. Potência

Na seqüência, são analisados os valores para a potência produzida, da mesma forma que para o torque, por todos os tratamento utilizados no experimento com óleo de soja e suas misturas com o óleo diesel.

Nas Figuras 29 a 35 estão representadas as curvas de potência efetiva ou potência no freio, para os diferentes combustíveis, nas duas faixas de temperatura de pré-aquecimento e, em cada gráfico estão agrupados os resultados em função do ângulo de avanço de injeção experimentados. É sempre apresentada, também, a curva representativa da potência produzida pelo óleo diesel convencional, com 21°*APMS* e sem utilização de pré-aquecimento.

4.2.2.1. Óleo de soja puro (*veg100 – 57°C*)

A análise dos resultados de potência desenvolvida serão descritos de forma sucinta em virtude de que as razões para as diferenças entre os valores são basicamente as mesmos apresentadas para a análise do torque.

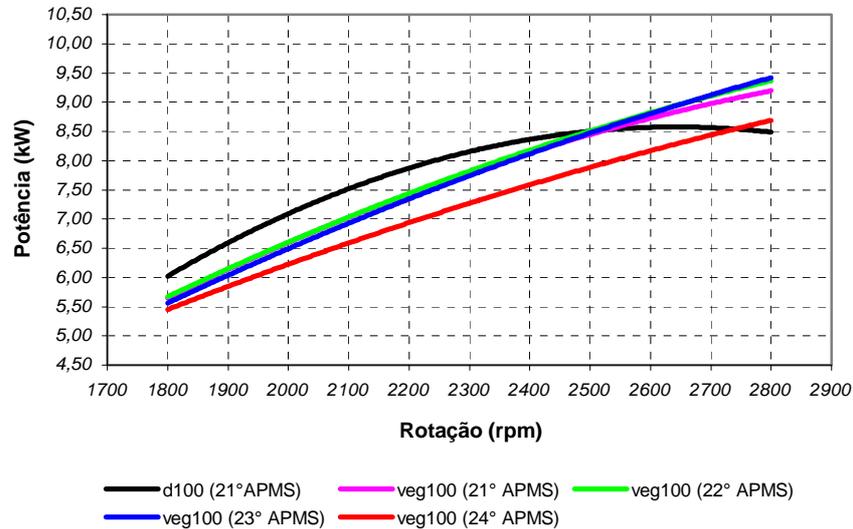


FIGURA 29 – Curvas de potência para o óleo de soja puro (*veg100*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Em virtude dos reduzidos valores de torque para as baixas e médias rotações, nestas faixas os valores encontrados para a variável potência também foram inferiores à testemunha, haja vista que a segunda é calculada em função da primeira. A potência é mais suscetível à um incremento significativo na rotação do que no torque.

A forma das curvas e sua variação sugerem que os maiores valores de potência para o óleo de soja, a 57°C, apresentam-se em rotações mais elevadas, inclusive com a superação da potência máxima do ensaio testemunha, e que não existe diferença significativa de potência quando utilizados os pontos de avanço 21°, 22° e 23° APMS. Assim como foi observado para a variável torque, o ponto de 24° APMS mostrou-se excessivamente adiantado. Assim, o óleo de soja influencia a potência de forma a reduzi-la em baixas e médias rotações e incrementá-la em elevadas

rotações, há uma clara tendência de deslocamento da rotação de máxima potência para regimes elevados.

Em média, a potência foi reduzida em cerca de 3,5%, porém o máximo valor registrado superou a potência máxima da testemunha em 8,5% apresentando-se a cerca de 2800 rpm. Os resultados obtidos são de mesma magnitude daqueles descritos por LUNA (1990) e OLIVEIRA *et al* (2002).

4.2.2.2. Óleo de soja puro (*veg100* – 68°C)

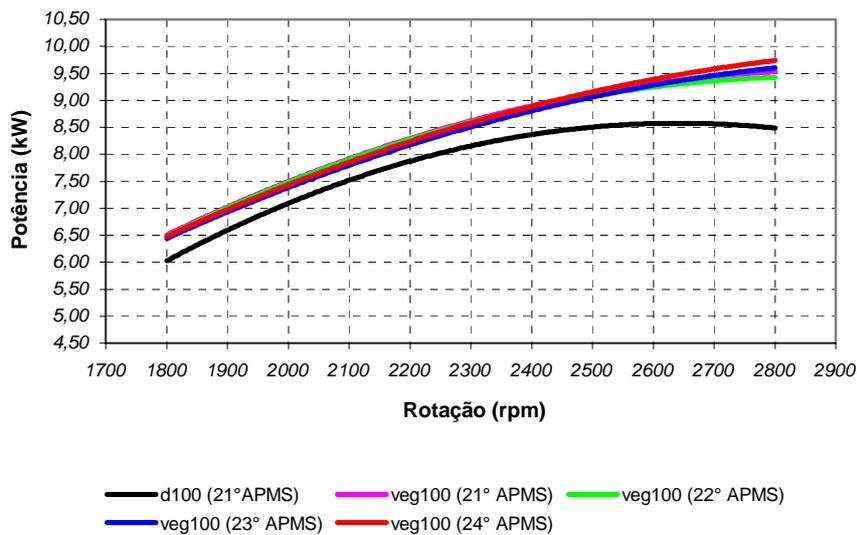


FIGURA 30 – Curvas de potência para o óleo de soja puro (*veg100*), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

A influência do pré-aquecimento do óleo de soja puro fica perfeitamente estabelecido na Figura 30 anterior, onde para todas as faixas de rotação foram produzidas potências superiores às da *d100*. Em média, foram em torno de 6,7% maiores para o *veg100*, e com a mesma tendência

de crescimento contínuo com a rotação, deslocando o valor de máxima potência para regimes de rotação mais elevados. Em regimes de rotação elevados, à máxima de 2800 rpm, a potência alcançou um valor de 12,5% superior à potência com óleo diesel confirmando MARTINEZ (1944) *apud* FUENTES *et alii* (1994). O valor do avanço de injeção não influenciou os resultados, sem diferença significativa entre 21°, 22°, 23° ou 24° APMS.

4.2.2.3. Mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (*veg10d90* - 57°C)

Os valores para potência, quando utilizada a mistura de 10% de óleo vegetal com 90% de óleo diesel apresentam as seguintes particularidades, capturadas da análise da Figura 31.

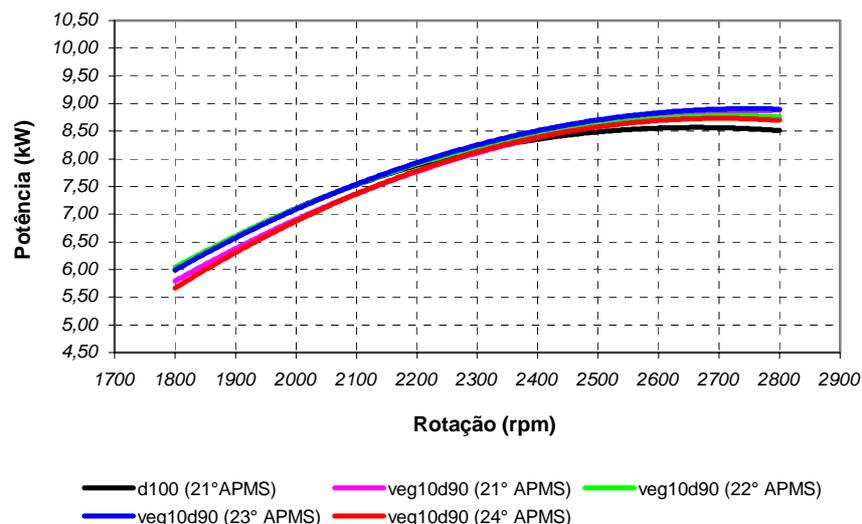


FIGURA 31 – Curvas de potência para a mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (*veg10d90*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Para as baixas e médias rotações não houve diferença significativa para a potência desenvolvida pela testemunha (*d100*), ou pelos tratamentos 21°, 22°, 23° *APMS*, para a temperatura de pré-aquecimento de 57°C. Os piores resultados foram obtidos para e 24°*APMS*. Apenas observa-se um indício de que a potência com a adição de óleo de soja pode apresentar maiores valores que o diesel à medida que crescem os regimes de rotação.

4.2.2.4. Mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (*veg30d70* - 57°C)

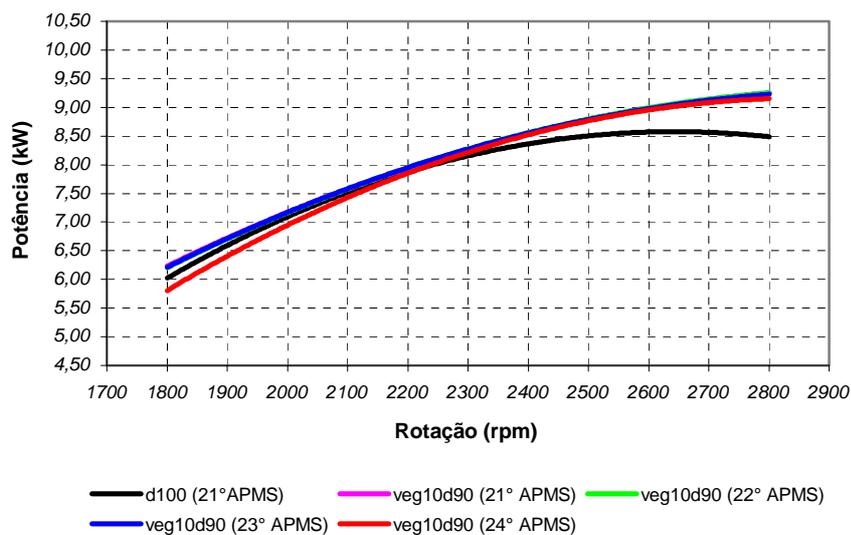


FIGURA 32 – Curvas de potência para a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (*veg30d70*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

A potência desenvolvida pelos avanços de 21°, 22° e 23° *APMS* para injeção, foram superiores para todas as faixas de rotação do experimento, com exceção de 24°*APMS* que, para as baixas e médias rotações, apresentou valores inferiores àqueles da testemunha.

Em elevadas rotações houve incremento na potência em relação ao *d100*. Em média, as potências foram superiores em 3,0%, em favor da mistura, com tendência de crescimento da diferença com o crescimento da rotação, em elevados regimes a diferença superou os 9,0%. Existe a tendência de deslocamento da potência máxima desenvolvida para as máximas rotações e da redução da influência do avanço de injeção demasiado sobre a combustão.

4.2.2.5. Mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (*veg50d50* - 57°C)

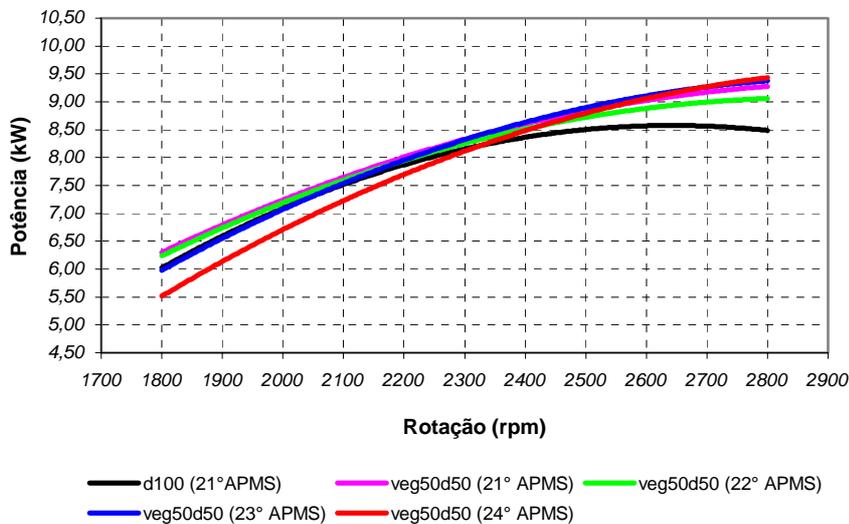


FIGURA 33 – Curvas de potência para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (*veg50d50*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Com o incremento do teor de óleo de soja na mistura, para 21°, 22° e 23° APMS de avanço da injeção, houve acréscimo de potência em relação à *d100* sem, no entanto, haver diferença significativa entre os tratamentos.

Somente para 24°APMS é que foram registrados dados de potência inferiores à *d100*, em baixas e médias rotações. Crescendo a rotação, esta diferença desapareceu e todos os tratamentos passaram a apresentar valores de potência superiores à testemunha. Em média, em torno de 2,7% de acréscimo de potência foi registrado em favor da mistura, com a diferença crescendo com o crescimento da rotação até superar os 10%, em rotações próximas à máxima do experimento, a 2800 rpm.

4.2.2.6. Mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30* - 57°C)

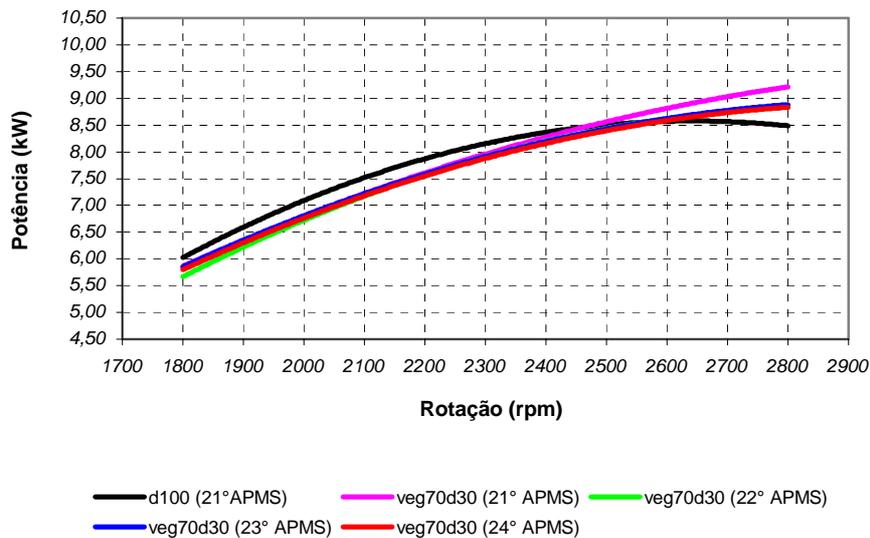


FIGURA 34 - Curvas de potência para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

A quantidade de óleo de soja na mistura, superando os 50%, na faixa de aquecimento de 57°C, traz consigo uma redução de potência, em média, de quase 2,0%, para baixos e medianos regimes de rotação e acréscimo de

potência em elevados regimes de rotação. Esta tendência foi uma constante ao longo do experimento para os tratamentos utilizados. Não foram registradas diferenças significativas entre as curvas representativas dos valores de avanço angular de injeção. À medida que se incrementa o teor de óleo vegetal na mistura registra-se uma clara indicação de a curva de potência tender à linearidade, isto é crescimento quase linear da potência com o aumento da rotação.

4.2.2.7. Mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30* - 68°C)

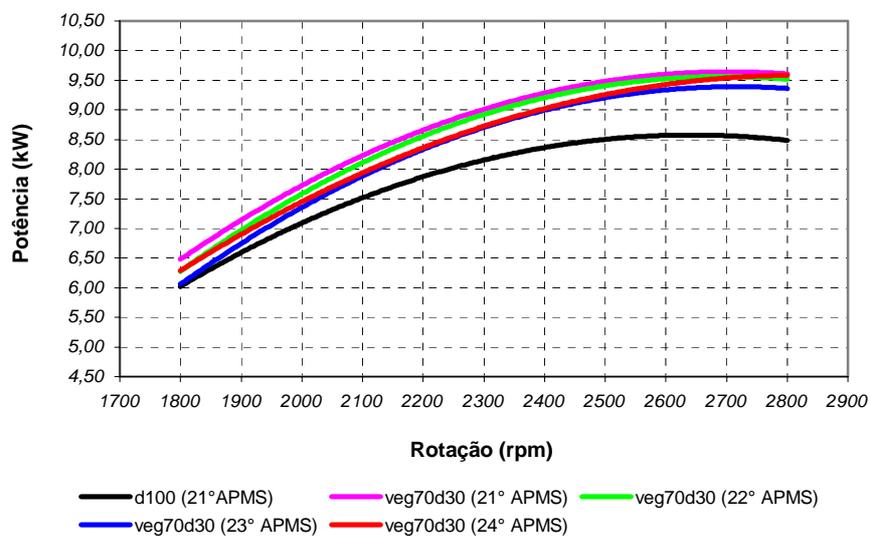


FIGURA 35 - Curvas de potência para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30*), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Em termos gerais, o tratamento baseado na combinação da faixa de temperatura de pré-aquecimento de 68°C e a mistura composta por 70% de

óleo de soja e 30% de óleo diesel, proporcionou as melhores condições para as transformações energéticas. Os valores de potência registradas, a exemplo dos valores de torque, foram sempre superiores àqueles da testemunha e para esta mistura os valores de avanço de injeção têm influência sobre a potência com os melhores resultados para 21° e 22°APMS.

As diferenças apresentadas pelos tratamentos baseados no avanço de injeção tendem a ser reduzidas à medida que cresce o regime de rotações. Observa-se a tendência de afastamento das curvas de potência produzidas pela mistura da curva *d100*, no sentido de aumento de potência.

4.2.3. Consumo específico de combustível

As curvas características de consumo específico ($g/kW.h$) resultante, para os diferentes tratamentos, estão apresentados nas Figuras 36 a 42 e breves análises dos valores registrados são apresentadas tendo em vista que as variações destes valores são função dos valores apresentados para torque e potência.

O consumo específico do ensaio testemunha, com óleo diesel convencional, sem pré-aquecimento e com ponto de avanço de injeção de 21°APMS (original do motor) também está representado em todos os gráficos. Para cada mistura utilizada tem-se representadas as curvas de consumo específico em função do avanço angular de injeção.

4.2.3.1. Óleo de soja puro (*veg100* – 57°C)

A Figura 36 apresenta as curvas de consumo específico de combustível para os diferentes pontos de avanço da injeção utilizados no experimento.

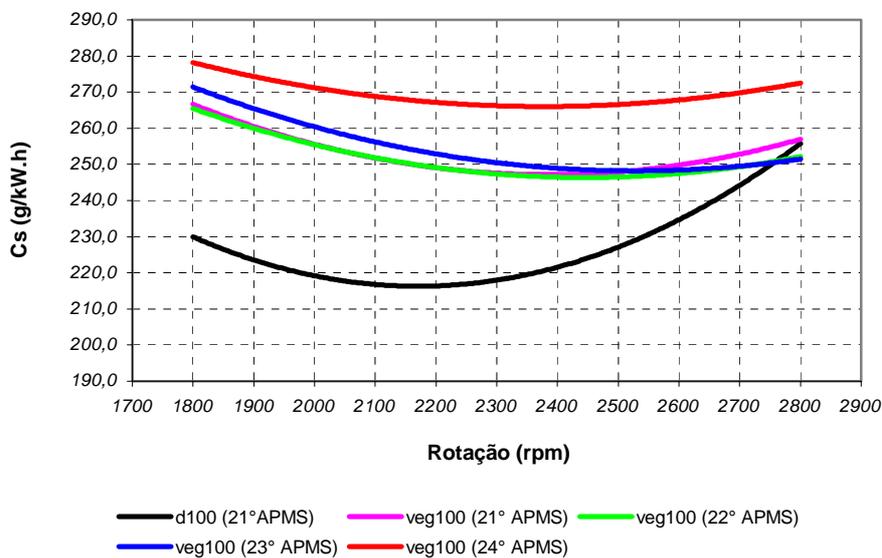


FIGURA 36 – Curvas de consumo específico para o óleo de soja puro (*veg100*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

O maior valor de consumo específico foi registrado para a utilização do óleo de soja puro, com pré-aquecimento de 57°C. O consumo específico foi, em média, de 13% superior à testemunha ao longo dos regimes de baixa e média rotações.

Uma tendência de redução das diferenças foi observada à medida que a rotação crescia, tendo em vista os maiores valores de potência registradas para as elevadas rotações.

A maior média de consumo específico foi registrada para o tratamento baseado no ponto de avanço de $24^\circ APMS$, já que para este tratamento foram registrados os menores valores de torque e de potência, conforme foi discutido em 4.2.2 e 4.2.3.

Não foram encontradas diferenças significativas para consumo específico entre os tratamentos com 21° , 22° e $23^\circ APMS$, somente com $24^\circ APMS$ é que existiu diferença significativa em função das condições irregulares de funcionamento, principalmente em baixas e médias rotações.

Os valores de consumo específico registrados para veg100 ($57^\circ C$) são concordantes com os valores encontrados por PRYOR *et alii* (1983), ISHII *et al* (1987) e MONYEN *et al* (2001).

4.2.3.2. Óleo de soja puro (veg100 – $68^\circ C$)

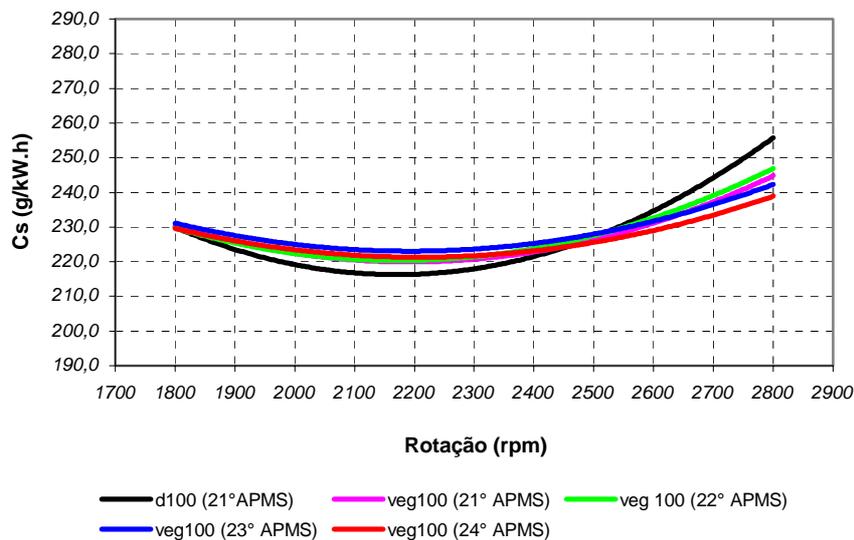


FIGURA 37 – Curvas de consumo específico para o óleo de soja puro (veg100), pré-aquecimento de $68^\circ C$, sob diferentes pontos de avanço de injeção

O óleo de soja puro e aquecido a 68°C, não apresentou para a média de consumo específico diferença significativa em relação à testemunha, porém, as curvas demonstraram uma tendência de que para baixos e médios regimes o consumo foi ligeiramente superior ao do óleo diesel.

À medida que as rotações cresciam o consumo específico se reduziu em função da potência sempre crescente em altas rotações. Entre os tratamentos, quando a análise baseia-se apenas na diferença dos avanços de injeção, não observa-se diferença significativa para todos os regimes de rotação.

4.2.3.3. Mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (*veg10d90* - 57°C)

A Figura 38, a seguir, representa os resultados obtidos para consumo específico da mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel convencional.

Estatisticamente não foi observada diferença significativa entre as médias de consumo específico para a mistura *veg10d90* (21°, 22° e 23° *APMS*) e a testemunha. Porém, a observação das curvas de tendência apontam para uma redução de consumo específico à medida que cresce a rotação. Apenas o tratamento que utilizava o ponto de 24° *APMS* apresenta diferença significativa, para maior, em baixos regimes de rotação. Tal condição foi onde se apresentaram as menores potências para a mistura combustível (*veg10d90*).

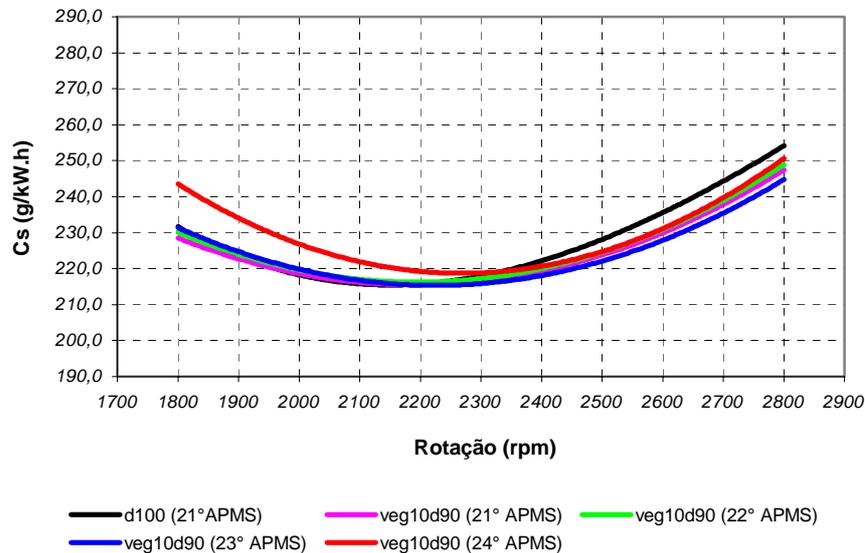


FIGURA 38 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 10% de óleo de soja e 90% de óleo diesel (*veg10d90*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

4.2.3.4. Mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (*veg30d70* - 57°C)

Estatisticamente não foi observada diferença significativa entre as médias de consumo específico para a mistura *veg30d70* em relação à testemunha e em relação à mistura *veg10d90*. Porém, a análise das curvas de tendência sugerem ter havido redução do consumo específico à medida que crescia a rotação. Apenas o tratamento que utilizava o ponto de 24° APMS apresenta diferença significativa, para maior, em baixos e médios regimes de rotação. Tal condição foi onde se apresentaram as menores potências para a mistura *veg30d70*.

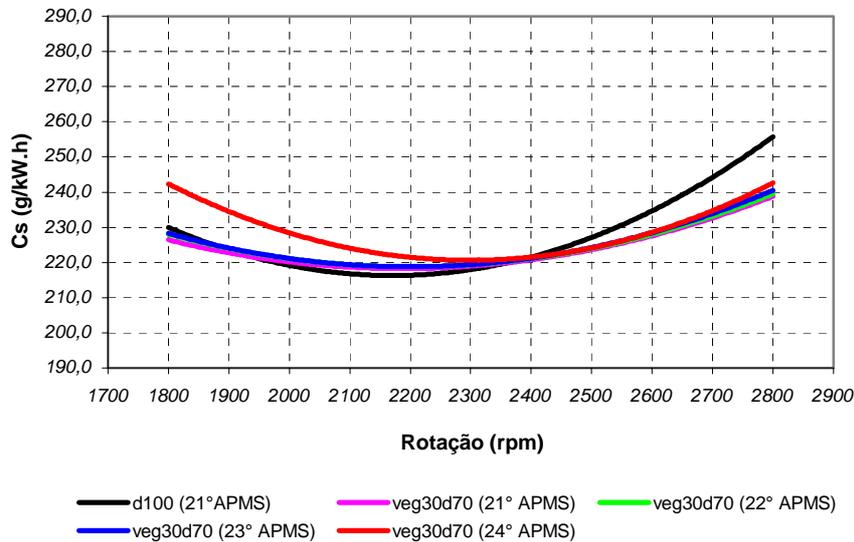


FIGURA 39 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 30% de óleo de soja e 70% de óleo diesel (*veg30d70*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

À medida que a rotação subiu, desapareceram as diferenças, havendo convergência para com os outros tratamentos com tendência do consumo específico ser inferior à testemunha.

4.2.3.5. Mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (*veg50d50* - 57°C)

A Figura 40 apresenta os resultados de consumo específico para a mistura *veg50d50*, com aquecimento de 57°C. Para esta mistura e a faixa de temperatura consideradas, onde o teor de óleo de soja é significativo, verifica-se novamente que o comportamento da curva com 23°APMS, a

exemplo do que ocorre com o 24°APMS passa a influir sobre o consumo específico apresentado pelo motor. Em baixas e médias rotações, nesta faixa de temperatura, 23° e 24° APMS apresentam consumo específico mais elevado em relação à testemunha e os outros dois avanços de injeção.

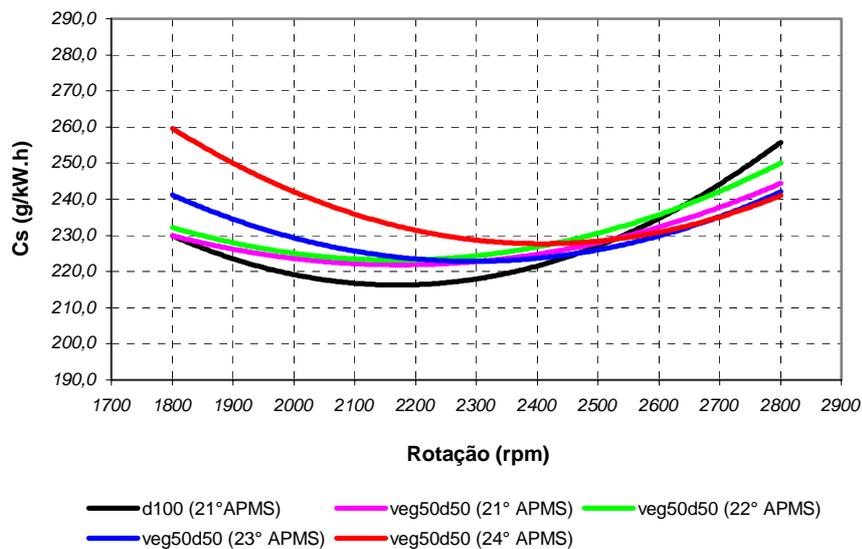


FIGURA 40 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 50% de óleo de soja e 50% de óleo diesel (veg50d50), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Nessas condições o consumo específico cresce em relação à testemunha enquanto que para 21° e 22°APMS, o consumo apresentado é ligeiramente superior à d100 em baixas e médias rotações.

Tem-se, especialmente para esta mistura, a indicação que a combinação dos fatores: teor de óleo de soja, faixa de aquecimento e avanço de injeção, dependendo de seus valores podem conduzir o motor a desempenhos bastante diferenciados. Também, o regime de rotação em que o motor é operado passa a influir sobre o desempenho do motor à medida que variam os teores de mistura.

Para o teor de óleo de soja e a faixa de temperaturas considerados, os avanços de injeção de 21° e 22°APMS, aparentemente não influenciam o consumo específico, já para 23°APMS e 24°APMS a combinação dos três fatores influencia mais significativamente no sentido de sua elevação.

Enquanto que para *veg30d70* somente o avanço de 24°APMS apresentava indícios de um processo de combustão deficiente, bastou incrementar o teor de óleo de soja para 50% (*veg50d50*) que o avanço de 23°APMS passou a ser demasiado.

Novamente, e exemplo do que ocorre com o torque, ao regime de rotações (turbulência) e à presença de oxigênio no óleo de soja podem ser atribuídos os comportamentos diferenciados em altas rotações, onde os valores de consumo específico para todos os pontos de avanço de injeção são semelhantes entre si e ligeiramente inferiores à testemunha.

4.2.3.6. Mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30* - 57°C)

A Figura 41 apresenta os resultados para consumo específico da mistura *veg70d30*, sob pré-aquecimento de 57°C. Os ensaios com esta mistura, aquecida a 57°C, resultaram em uma média de consumo específico superior, em torno de 7,0% em relação à testemunha, porém esta diferença decresce para 3,0% em elevados regimes de rotação.

Em baixas e médias rotações observou-se aumento de consumo em relação à testemunha, porém, à medida que o regime de rotação foi incrementado, o consumo específico foi reduzido.

Observou-se que houve, a exemplo do ocorrido com o torque, uma tendência de redução da curvatura da linha representativa dos consumos e que o ponto de avanço de 21° APMS (original do motor) foi, nesta condição específica, o de melhor desempenho em relação aos outros avanços utilizados. A redução do consumo específico nas elevadas rotações pode ser imputada à a turbulência do ar que tem influência significativa sobre a combustão dos óleos vegetais.

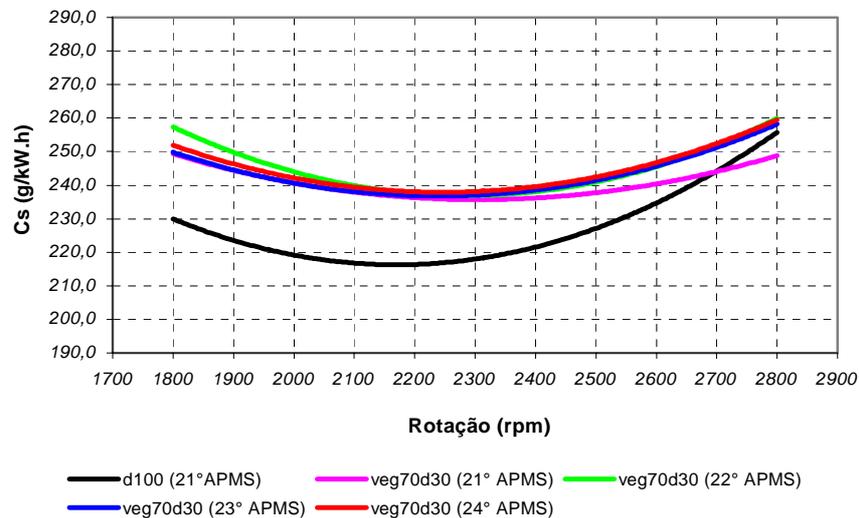


FIGURA 41 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30*), pré-aquecimento de 57°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

4.2.3.7. Mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30* - 68°C)

Para a mistura considerada (*veg70d30*), na faixa de temperatura de 68°C é que foram registrados os maiores valores de torque, de potência e,

portanto, de menor consumo específico para todo o experimento, tanto para os valores da média como de valor máximos e mínimos produzidos.

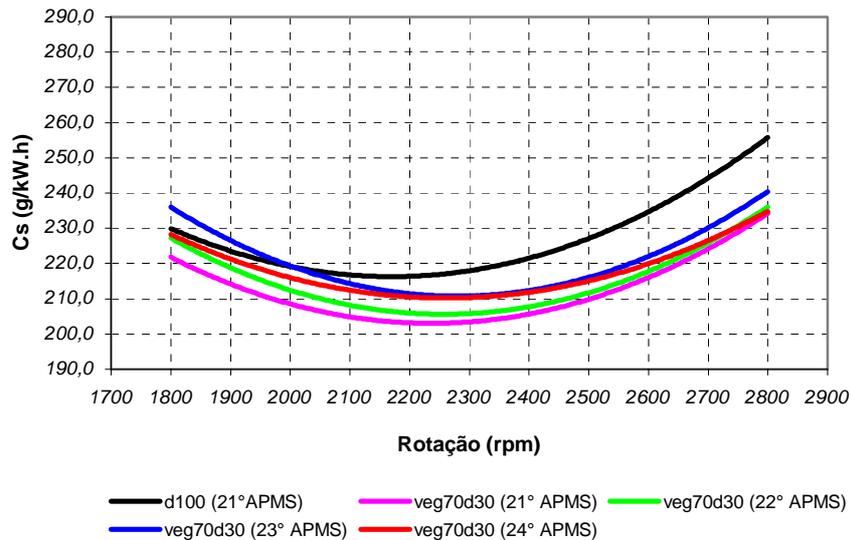


FIGURA 42 – Curvas de consumo específico para a mistura composta por 70% de óleo de soja e 30% de óleo diesel (*veg70d30*), pré-aquecimento de 68°C, sob diferentes pontos de avanço de injeção.

Observou-se que existe diferença significativa, entre os tratamentos com avanço de injeção de 21° APMS, o menor consumo específico, e o de 22° APMS para os valores de 23° e 24° APMS, principalmente às baixas e médias rotações.

Os resultados confirmaram que à medida que cresce o regime de rotação a influência do avanço de injeção passa a não ser significativo, sugerindo novamente a importância da turbulência sobre o processo de combustão e portanto sobre o desempenho.

Foram obtidos, em média, valores de consumo em torno de 4,5% inferiores à media da testemunha e em elevados regimes chegou-se a

atingir uma diferença de 9,5% em favor da mistura *veg70d30*. O menor valor de consumo específico registrado no experimento foi de 195,0 *g/kW.h* para esta mistura combustível.

4.3. Análise dos melhores resultados do experimento

A partir da análise dos resultados obtidos no experimento, como requisitos para determinação de quais foram os melhores resultados e os melhores tratamentos, visando sua aplicação, considerou-se:

- Reserva de torque compatível e suficiente para aplicação do motor em algumas operações agrícolas;
- Média de torque, o mais elevada possível preservando a reserva;
- Valor médio para consumo específico, o menor possível;
- Potência média, a mais elevada possível;

4.3.1. Torque

Os tratamentos que apresentaram os melhores resultados para torque, considerados os requisitos anteriormente definidos estão reunidos nas Figuras 43 e 44.

Os comentários, dispostos a seguir, são necessários:

- Os tratamentos que utilizavam os pontos de avanço de injeção de 23° e 24°APMS não estão contemplados devido à instabilidade de funcionamento do motor apresentada e a maior suscetibilidade de variação em relação aos teores de mistura utilizadas, sempre no sentido de redução de desempenho. Os avanços de 23° e 24°APMS somente devem ser apreciados quando do uso de óleo vegetal em elevados teores e também sob elevados regimes de rotação.
- A mistura *veg70d30*, com pré-aquecimento na faixa de 68°C, apresentou um torque médio, superior em 8,5% em relação à média da testemunha e nos regimes de rotação elevados superou os 12,0%.
- A mistura *veg70d30* manteve, para o motor avaliado, uma reserva de torque de mesma magnitude da testemunha, considerada a faixa de rotação entre o regime máximo e o máximo torque, em torno de 15%.
- O óleo de soja puro (*veg100*), a 68°C mostrou ao longo de toda a faixa de rotações, torque superior à testemunha e o valor da reserva de torque, próximo a 11%, ainda é bastante razoável para aplicação do motor nas operações agrícolas a que o mesmo se destina.
- A mistura *veg10d90*, a 57°C, apresentou valores de torque ligeiramente superiores à testemunha, ao longo da faixa de rotações e com o mesmo valor para reserva de torque.

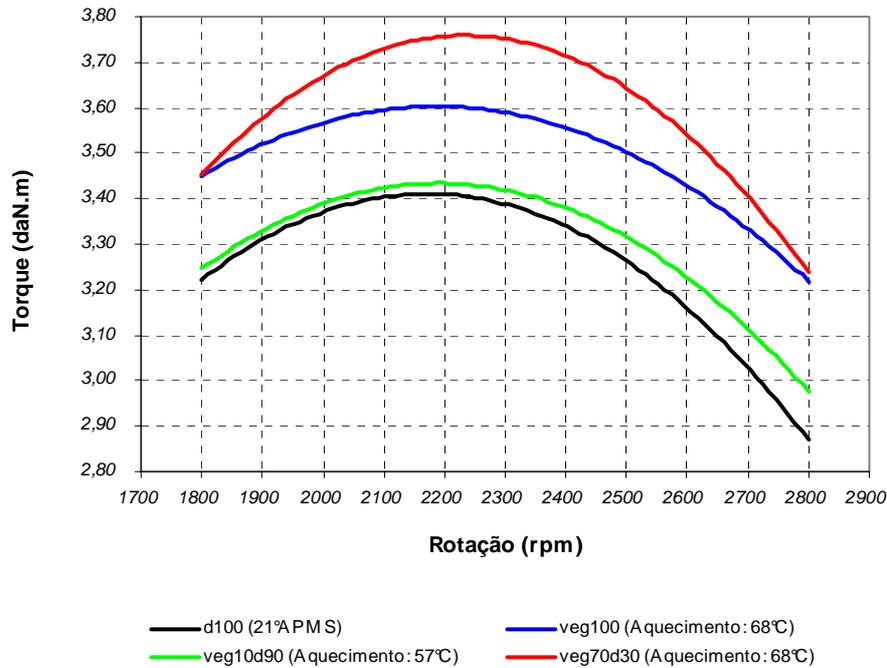


FIGURA 43 - Melhores resultados do experimento para a variável *torque*, ponto de avanço de injeção considerado: 21°APMS.

A Figura 44 representa o desempenho, em termos de torque, dos melhores tratamentos com ponto de avanço de injeção de 22°APMS cujos valores são semelhantes àqueles com ponto de injeção de 21°APMS.

Cabe ressaltar que com o avanço de injeção de 22°APMS, apenas 1° avançado em relação ao avanço de injeção original, foi registrado o maior valor individual de torque de todo o experimento e, em linhas gerais, com a adição de óleo vegetal na mistura ou mesmo com óleo de soja puro não surgiram fatores adversos como consequência do maior avanço. Quanto maior o teor de óleo de soja maior a flexibilidade de variação da injeção dentro da faixa permissível.

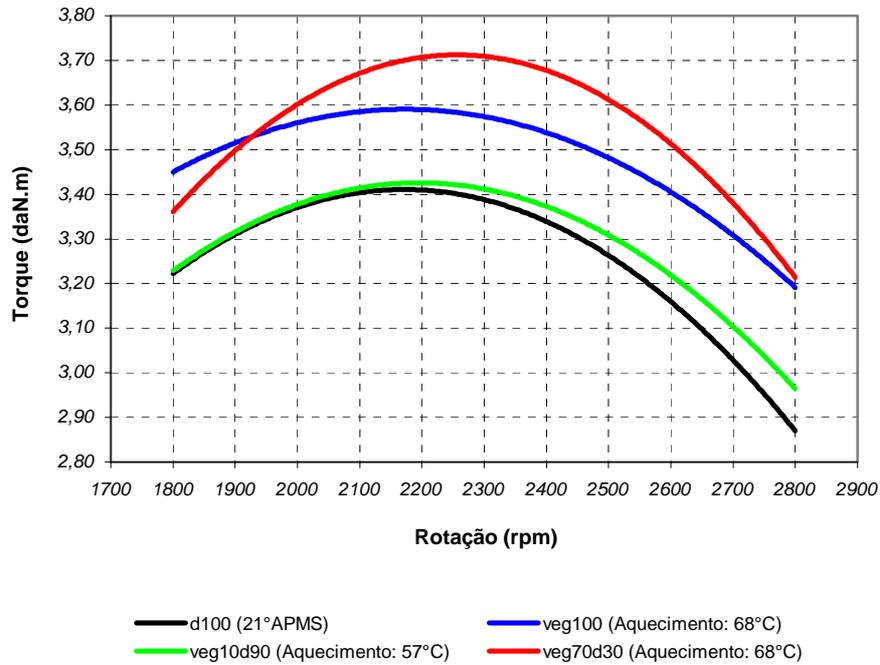


FIGURA 44 - Melhores resultados do experimento para a variável *torque*, ponto de avanço de injeção considerado: 22°APMS.

4.3.2. Potência

Os tratamentos que apresentaram os melhores resultados para potência, considerados os requisitos anteriormente definidos, estão reunidos nas Figuras 45 e 46. Os comentários, a seguir, são também necessários:

- Os tratamentos que utilizavam os pontos de avanço de injeção de 23° e 24°APMS não estão contemplados devido à instabilidade de

funcionamento do motor apresentada e a maior suscetibilidade de variação em relação aos teores de mistura utilizadas, sempre no sentido de redução de desempenho. Os avanços de 23° e 24°APMS somente devem ser apreciados quando do uso de óleo vegetal em elevados teores e também sob elevados regimes de rotação.

- A mistura *veg70d30*, com pré-aquecimento na faixa de 68°C, apresentou uma potência média, superior em 8,7% com relação à média da testemunha e em elevados regimes de rotação superou os 14,0%.
- O óleo de soja puro, *veg100* a 68°C, apresentou para todas as faixas de rotação, um valor médio de potência superior à testemunha em torno de 6,7%, e em altas rotações o superou em 12,7%.
- A mistura *veg10d90*, a 57°C, apresentou um valor de potência média ligeiramente superior à testemunha, e em médias e altas rotações superou a testemunha em cerca de 4,0%, porém, a melhor característica desta mistura foi o menor consumo específico de combustível apresentado em relação à testemunha.

A Figura 45, a seguir, apresenta os melhores desempenhos em termos de potência, para os tratamentos com diferentes misturas de óleo de soja e óleo diesel, diferentes temperaturas de pré-aquecimento (57°C e 68°C) e considerado o avanço de injeção de 21°APMS. Na mesma figura está também representado o desempenho apresentado pelo motor na condição de testemunha, ou seja, com óleo diesel convencional, sem aquecimento e avanço de injeção de 21°APMS.

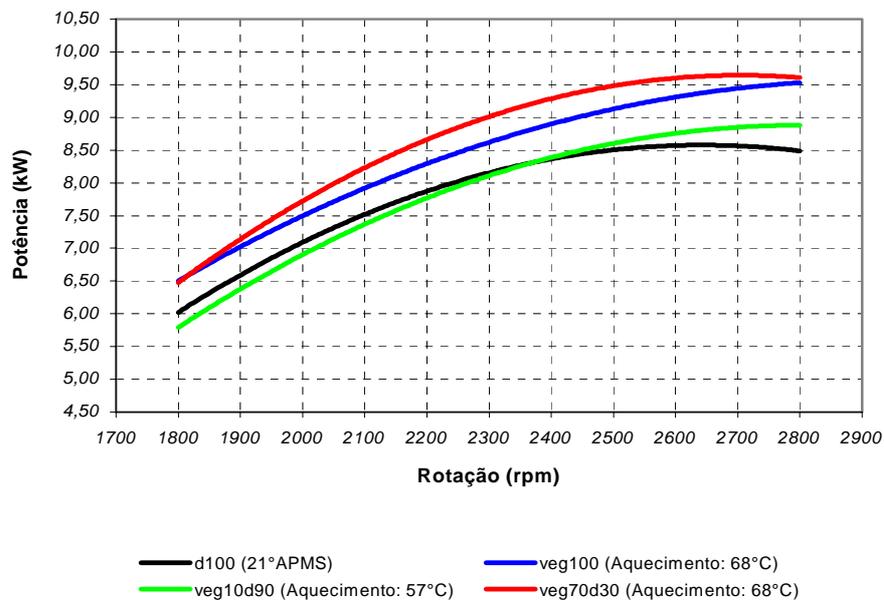


FIGURA 45 - Melhores resultados para a variável *potência*, ponto de avanço de injeção considerado: 21°APMS.

A Figura 46, a seguir, apresenta os melhores desempenhos em termos de potência, para os tratamentos com diferentes misturas de óleo de soja e óleo diesel, diferentes temperaturas de pré-aquecimento (57°C e 68°C) e considerado o avanço de injeção de 22°APMS. Pode-se observar que são os mesmos combustíveis para 21°APMS.

Em relação ao ponto de avanço de injeção de 21°APMS, a principal diferença é que o tratamento com 10% de óleo de soja apresenta valores ligeiramente superiores à testemunha denotando uma melhor resposta ao avanço de injeção, seja em função do aquecimento ou do oxigênio do óleo de soja.

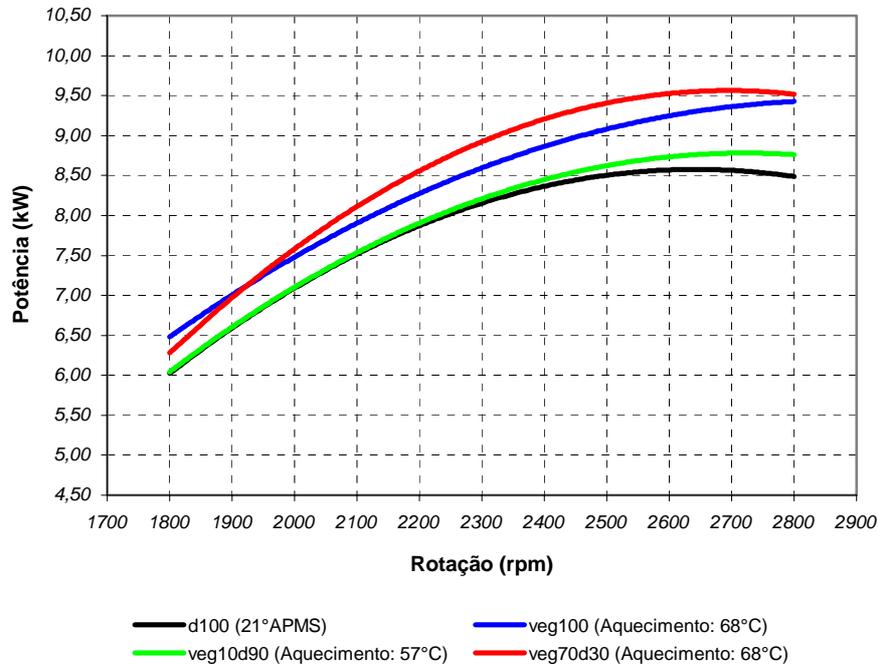


FIGURA 46 - Melhores resultados para a variável *potência*, ponto de avanço de injeção considerado: 22°APMS.

4.3.3. Consumo específico de combustível

Os tratamentos que apresentaram os melhores resultados para consumo específico de combustível, considerados os requisitos anteriormente definidos, estão reunidos nas Figuras 47 e 48.

- A mistura *veg70d30*, aquecida a 68°C, mostrou um consumo médio, inferior em 4,5% com relação à média da testemunha e em elevados regimes de rotação a diferença superou os 9,2%.

- O óleo de soja puro, *veg100* a 68°C não apresentou na média dos valores, diferença significativa em relação à média da testemunha para todas as faixas de rotação do experimento. Porém, verifica-se a tendência de redução do consumo com o crescimento da rotação.
- A mistura *veg10d90*, a 57°C , apresentou um valor de consumo específico médio ligeiramente inferior à testemunha, em torno de 1,5%, aumentando a diferença em rotações elevadas, sendo esta a melhor característica apresentada por esta mistura.

A Figura 47 apresenta os melhores desempenhos, em termos de consumo específico para os tratamentos com diferentes misturas e temperaturas de pré-aquecimento, com avanço de 21°APMS .

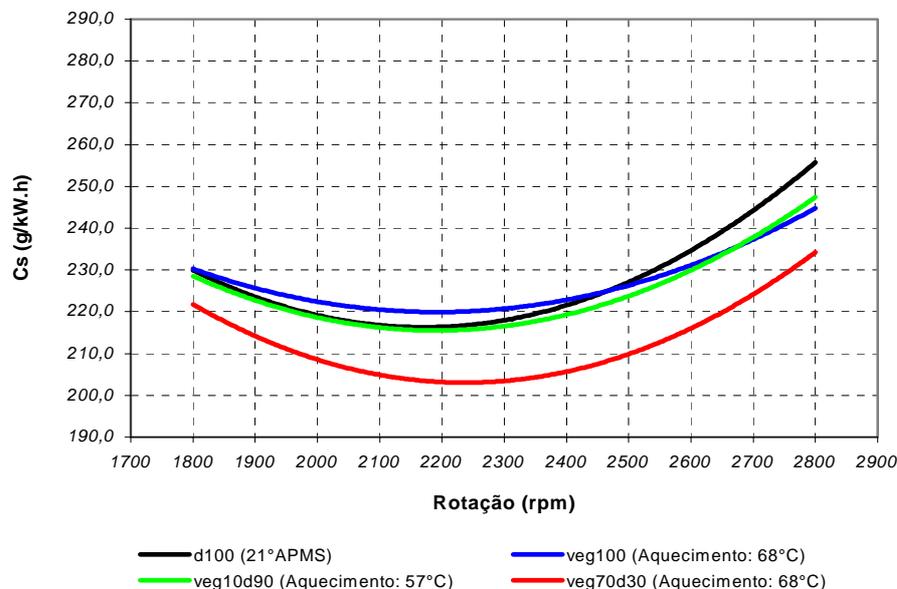


FIGURA 47 - Melhores resultados para a variável *consumo específico*, ponto de avanço de injeção considerado: 21°APMS .

A Figura 48 apresenta os melhores desempenhos, em termos de consumo específico para os tratamentos com ponto de avanço de injeção de $22^{\circ}APMS$, podendo-se observar que são os mesmos combustíveis para $21^{\circ}APMS$.

Em relação ao ponto de $21^{\circ}APMS$, a principal diferença é que o tratamento com 10% de óleo de soja apresenta valores praticamente idênticos à testemunha, em baixas e médias rotações, reduzindo o consumo com o incremento nas rotações.

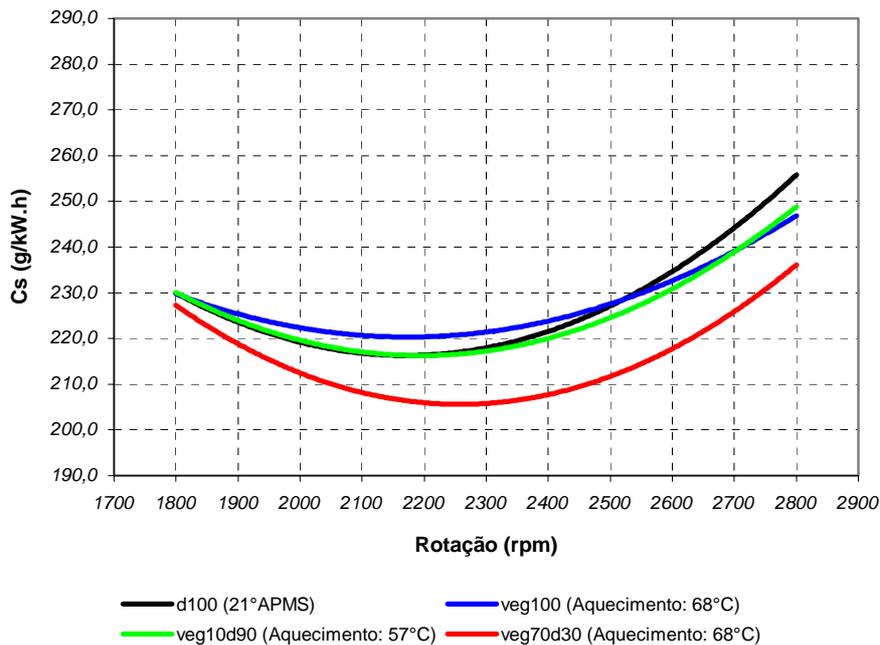


FIGURA 48 – Melhores resultados para a variável *consumo específico*, ponto de avanço de injeção considerado: $22^{\circ}APMS$.

4.4. Condições do motor após o encerramento do experimento

O motor foi ensaiado por cerca de 150 horas, com todos os tipos de combustíveis definidos para o experimento sem sofrer quaisquer reparos ou regulagens. Ao longo dos testes verificou-se que realmente trata-se de um motor bastante robusto que resistiu, sem maiores restrições, aos diversos “maus tratos” a que foi submetido, sendo o limite de rotações máximo definido para o experimento – 2900 *rpm*, por diversas vezes tendo sido superado. Porém, é baixa a reserva de torque disponibilizada pelo motor para os padrões atuais.

A condição de carregamento a que o motor foi submetido, sempre carga máxima de alimentação e de resistência passiva, é uma situação a que dificilmente um motor de utilização normal no meio agrícola ou industrial será submetido. Após a realização dos testes o motor foi desmontado em sua parte superior, para serem removidos: a tampa do cilindro, os coletores de admissão e descarga, a bomba injetora e o bico injetor para a verificação de suas condições e do nível de depósitos resultantes da sua operação.

A seguir será seqüenciado o registro fotográfico do motor desmontado e serão tecidos alguns comentários pertinentes.

4.4.1. Cabeçote e topo do pistão

As Figuras 49 e 50 apresentam as condições do topo do pistão e do cabeçote após os ensaios com os diferentes combustíveis.



FIGURA 49 – Aspecto do topo do pistão após 150 horas de funcionamento.

Uma avaliação das condições do cabeçote do motor indica que não houve formação de depósitos carbonosos significativamente maiores que com a operação normal com óleo diesel convencional, porém, ocorreu uma excessiva concentração de fuligem no topo do pistão e de uma fase gomosa, semelhante a uma laca, no lado por onde se realiza a injeção.



FIGURA 50 – Aspecto do cabeçote após 150 horas de funcionamento.

4.4.2. Bico injetor

Pode-se verificar que ocorreu um início de formação de incrustações na ponta do injetor sem, no entanto, durante os ensaios, apresentar indícios de obstrução ao fluxo combustível.



FIGURA 51 – Aspecto do injetor após 150 horas de funcionamento.

Em termos gerais, ao longo do período de ensaios o motor foi alimentado com sete condições diferentes de combustível, tanto de temperatura como de composição e, ainda, entre cada bateria de testes o motor foi alimentado com óleo diesel nos processos de partida, de aquecimento e de parada. A expectativa, quando da desmontagem do motor, era uma condição pior do que a encontrada tendo em vista os acúmulos de carbono e de gomas normalmente descritos e apresentados em outros trabalhos na mesma linha. Também, esperava-se que durante o período de ensaios ocorressem problemas de funcionamento do motor ou redução de seu rendimento, o que não foi constatado nos últimos ensaios.

Como não foi utilizado nenhum procedimento científico para quantificar o nível de depósitos resta apenas referenciar possíveis trabalhos futuros nesta linha de trabalho.

4.4.3. Gases de descarga

Para concluir este trabalho deve-se fazer referência às, muito citadas em trabalhos de mesmo teor, condições dos fumos na descarga. Ao longo dos ensaios não foram perceptíveis fortes odores ou a emissão visível de material particulado (fuligem). A ausência de enxofre na composição do óleo de soja, com certeza, minimiza a formação de particulados e a presença de oxigênio molecular contribui para uma combustão mais completa.

A seqüência deste trabalho de pesquisa exigirá a utilização de um analisador de gases residuais para quantificação dos valores produzidos para CO , HC e NO_x para os tratamentos que apresentaram os melhores resultados em termos de desempenho.

CONCLUSÕES

Pré-aquecimento do combustível

O pré-aquecimento do combustível tem maior influência sobre o desempenho do motor do que a variação do ponto de injeção. O bloco de testes conduzidos à faixa de temperaturas caracterizada por 68°C apresentou sempre valores médios de torque e potência superiores àqueles conduzidos à 57°C, sempre com consumo específico inferior.

Avanço de injeção

A influência do avanço de injeção é reduzida pelo aumento do regime de rotação. A turbulência do ar admitido é mais significativo para reduzir o retardo de combustão do que o avanço da injeção. O avanço de injeção de 24°*APMS* (3° além do ponto original) apresentou-se demasiado para todos os combustíveis utilizados no experimento.

Teor de óleo de soja na mistura

O menor consumo específico foi registrado pela mistura veg70d30 aquecida a 68°C e ponto de avanço de injeção de 22°*APMS* e o maior consumo específico registrou-se para o veg100 na faixa de 57°C de pré-aquecimento e ponto de avanço de injeção de 24°*APMS*.

O óleo de soja puro

O uso do óleo vegetal puro produziu para a faixa de temperatura de 57°C, em relação ao óleo diesel convencional:

C_s médio > em cerca de 13%;

Potência média \cong Potência média da testemunha

Torque médio \cong Torque médio da testemunha.

O uso do óleo vegetal puro produziu para a faixa de temperatura de 68°C, em relação ao óleo diesel convencional:

C_s médio = C_s médio da testemunha

Potência média > em 6,7%

Torque médio > em 6,6%.

Melhores tratamentos com óleo de soja

Os melhores resultados do experimento foram obtidos pelos tratamentos *veg70d30* (68°C), *veg100* (68°C) e por *veg10d90* (57°C).

CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES

O final de um trabalho de pesquisa não deve ser, via de regra, a consideração de que é o final da investigação do tema e de que as conclusões obtidas não necessitam mais contestação. Durante o desenvolvimento dos ensaios com os biocombustíveis surgiram diversas nuances que, na proposta inicial do trabalho não puderam ter sua real magnitude avaliada e, podem conduzir trabalhos semelhantes à melhores resultados.

Acredita-se que um trabalho de dissertação para mestrado deve ser o estímulo inicial ou a consolidação de linhas de pesquisa e que, portanto, devem ser sempre recomendados para formação da massa crítica que venha a promover e sustentar o desenvolvimento da tecnologia.

Considere-se, este trabalho, como uma primeira etapa vencida de um objetivo maior: “a busca de alternativas ao modelo de matriz energética que hoje é praticado, e de combustíveis que promovam menor agressão ao meio ambiente”. Sob este enfoque é que buscar-se-á a manutenção e o incremento de projetos e pesquisas na área de biocombustíveis.

Para desenvolvimento de futuros trabalhos na mesma linha de pesquisa deste, *recomenda-se*:

- Avaliar o óleo de soja e suas misturas combustíveis em faixas de pré-aquecimento superiores às utilizadas no experimento, sugere-se algo em torno de 80° a 90°C e desenvolver um sistema de pré-aquecimento do

combustível utilizando o calor do óleo lubrificante, normalmente dissipado, e uma forma de controle da temperatura;

- Avaliar o possível acréscimo de rendimento do próprio óleo diesel convencional pré-aquecido em faixas próximas a 50°C e também avaliar o desempenho de motores dotados de turbocompressores, para promover uma maior turbulência no ar de admissão, em conjunto com o pré-aquecimento do óleo vegetais;

- Avaliar com analisadores, os gases da combustão e os reais efeitos da utilização de óleo vegetal.

- Realizar o balanço energético das alternativas propostas e a determinação da melhor mistura combustível considerada a viabilidade econômica, não somente a técnica.

BIBLIOGRAFIA

ABD ALLA, G.H. *et alii*. Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*. v. 43, p. 269-277, 2002.

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

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. 1990, São Paulo. *Anais ...* São Paulo, SP. Instituto Mauá de Tecnologia, 1990. p. 140-165.

ALMEIDA, S.C.A. *et alii*. Performance of a diesel generator fuelled with palm oil. *Fuel*. Vol. 81, p. 2097-2102, 2002.

ANTOLIN, G. *et alii*. Optimization of biodiesel production by sunflower oil transesterification. *Bioresource Technology*. v. 83, p. 111-114, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Apresentação de Desempenho de Motores ACI (Alternativos de Combustão Interna): NBR 5477*. Rio de Janeiro, Jul. 1982. 28p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Motores Alternativos de Combustão Interna de Ignição por Compressão (Diesel) ou Ignição por Centelha (Otto) de Velocidade Angular Variável - Ensaio: NBR 5484*. Rio de Janeiro, Fev. 1985. 8p.

ARIAZ-PAZ, M. *Tractores*. 15ª Ed. Madrid, España : CIE S.L. Dossat, 2000, 655 p.

- _____. *Manual de Automóveis*. 1ª Edição. Trad. Roxo, São Paulo, SP: Ed. Mestre Jou, 1965. 753p.
- BALDWIN, J.D.C. Performance of a "DIESOL" - Fueled engine. *Transactions of the ASAE*, v.26, n.4, p. 962-965. 1983.
- BARI, S. *et alii*. Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on injection system, performance and emissions of a diesel engine. *Journal of the Renewable Energy*. v. 27, p. 339-351, 2002.
- BEDOSTI, A. *Il trattore Agricolo*. EDAGRICOLE, Bologna, Italia, 1984, 208p.
- BOULANGER, P. *et alii*. *Motores diesel*. V.1, São Paulo : Ed. HEMUS, 1978. 228p..
- BÜTTNER, D. *Carburantes de Origen Vegetal: El Punto de Vista del Sector Productor de Motores. Los Cultivos no Alimentarios como Alternativa al Abandono de Tierras*. Madrid, España : Editorial Agrícola Española, 1994. p. 111-125.
- BRASIL-MIC. Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior. Secretaria de Tecnologia Industrial. *Energia da biomassa: alavanca de uma nova política industrial*. Brasília : STI/CIT, 1986. 52p.
- _____. *Óleos vegetais - Experiência de uso automotivo desenvolvida pelo programa OVEG I*. Brasília : STI/CIT, 1985. 344p.
- _____. *Produção de combustíveis líquidos a partir de óleos vegetais*. Brasília : STI/CIT. 1985a. 364p.
- _____. *Obtenção de Combustível de Óleo Vegetal em Nível de Propriedade Rural*. Brasília : STI/CIT. 1985b. 98p.
- CAMARGO, M.N. *Estudo do comportamento de um motor de ignição por compressão, trabalhando com óleo diesel e gás natural*. 265f. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2003.

CAVALLI, R. L'uso degli esteri di oli vegetali come combustibile. *M&ma*, n.2. p. 17-30. 1993.

CENEA – CENTRO NACIONAL DE ENGENHARIA AGRÍCOLA. *Boletim Técnico nº 1*. 1982.

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

CLEVENGER, M.D. *et alii*. Developing an accelerated test of coking tendencies of alternative fuels. *Transactions of the ASAE*, v. 31, n. 04, p. 1054-1058, 1988.

COLÉGIO OFICIAL DE INGENIEROS AGRONOMOS de CENTRO y CANARIAS. *Los cultivos no alimentarios como alternativa al abandono de tierras*. Ed. Agrícola Espanhola, Madrid, 127p. 1993.

_____. *IV Prêmio Eladio Aranda*. Ed. Agr. Espanhola. Madrid, 174p. 1995.

COUTINHO, J.A.P. Cloud and pour points in fuel blends. *Fuel*. v.81, p. 963-967. 2002.

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

DARCEY, C.L. *et al*. Lubricating oil contamination from plant oil fuels. *Transactions of the ASAE*, v. , n. . p. 1626-1632. 1983.

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

_____. *Los Cultivos no Alimentarios como Alternativa al Abandono de Tierras*. Madrid, España : Editorial Agrícola Española, 1994. p. 09-12.

DE ZANCHE, C. *et alii*. Trials of the performance of an agricultural tractor fuelled by biodiesel. Paper 96A-016. AGEND 96. University SCIENCE, RESEARCH and DEVELOPMENT. *Biofuels. Application of biologically derived products as fuels or additives in combustion engines*. Madrid, España : AIRD. 1994. 185 p.

- DOMÍNGUEZ, L.A.A. *Biocombustibles: Utilización de los aceites vegetales como energía renovable*. Madrid, España : Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación. 1995. 203p.
- DOMSCHKE, A.G. & GARCIA, O. *Motores de Combustão Interna*. v.1. São Paulo, SP : DEM/USP, 1968, 244p.
- EINFALDT, J.; GÖERING, C.E. Methyl soyate as a fuel in a diesel tractor. *Transactions of the ASAE*, v. 28, n. 01, p. 70-74, 1985.
- EUROPEAN COMMISSION DIRECTORATE-GENERAL XII SCIENCE, RESEARCH and DEVELOPEMENT. *Biofuels. Application of biologically derived products as fuels or additives in combustion engines*. Madrid, España : AIRD. 1994. 185p.
- FOIDL, N. *et alii*. *Jatropha Curcas L. as a source for the production of biodiesel in Nicaragua*. *Bioresource Technology*. v. 58, p. 77-82, 1996.
- FRANCISCO, A.; FERNÁNDEZ-GOLFÍN, J.; MUÑOZ, R.I. Energias renovables y agricultura. *Maquinas y Tractores*, n. 01, p. 41-49, 1993.
- FUENTES, J.; LÓPEZ, F.J.; CAMPS, M. Aceite de oliva, soja y algodón como combustible diesel. *John Deere Publications*. (Rev. del Universidad Madrid), España, p. 161-170, 1994.
- FURMAN T. *et alii*. Production and use of biodiesel in Yugoslavia. Paper 96D-015. AGEND 96. *Institute for Agricultural Technique*. Novi Sad, Yugoslavia. 1996. 05 p.
- GARRET, T.K. *Automotive fuels and fuel systems: Diesel*. v.2. London : ENG: Pentech Press/SAE. 1994. 334 p.
- GEYER, S.M.; JACOBUS, M.J.; LESTZ, S.S. Comparison of diesel engine performance and emissions from neat and transesterified vegetable oils. *Transactions of the ASAE*. v. 27, n. 02, p. 375-381, 1984.
- GIACOSA, D. *Motores endotérmicos*. Trad. González-Vallés. Barcelona, España : HOEPLI - Ed. Científico-Médica, 1964. 722p.

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

GOODRUM, J.W. Fuel properties of peanut oil blends. *Transactions of the ASAE*. v. 27, n. 05, p. 1257-1262, 1984.

GOODRUM, J.W.; PATEL, V.C.; McCLENDON, R.W. Diesel carbonization by three alternative fuels. *Transactions of the ASAE*, v.39, n. 03, p. 817-821, 1996.

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, 1998.

HANSEN, A.C. *et alii*. Heat release in the compression-ignition combustion of ethanol. *Transactions of the ASAE*. v. 32, n. 05, p. 1507-1511.

HARRIS, H.D. & PEARCE, F. A universal mathematical model of diesel engine performance. *Journal of the Agricultural Engineering Research*. v.47, p. 165-176, 1990.

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

IÇINGÜR, Y & ALTIPARMAK, D. Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions. *Energy Conversion and Management*. v.44, p. 389-397, 2003.

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

KATES, E.J. *Diesel and high-compression gas engines: fundamentals*. 2nd. Ed. Chicago, USA : American Technical Society. 1970. 448 p.

KARAOSMANOGLU, F.; KURT, G.; ÖZAKTAS, T. Long Term CI engine test of sunflower oil. *Journal of the Renewable Energy*. v. 19, p. 219-221, 2000.

- KAUFMAN, K.R.; ZIEJEWSKI, M. Sunflower methyl-esters for direct injected diesel engines. *Transactions of the ASAE*, v. 27, n. 06, p.1626-1633, 1984.
- KAUFMAN, K.R.; GERMAN, T.J.; PRATT, G.L. et alii. Field evaluation of sunflower oil/diesel fuel blends in diesel engines. *Transactions of the ASAE*, v. 29, n. 01, p. 02-09, 1986.
- KIDOGUCHI, Y. et alii. Effects of fuel cetane number and aromatics on combustion process and emissions of a direct-injection diesel engine. *JSAE-Review*. Univ. of Tokushima, Tokushima, Japan, v. 21, p. 469-475, oct. 2000.
- KÖRBITZ, W. Biodiesel production in Europe and North America, an encouraging prospect. *Journal of the Renewable Energy*. v. 16, p. 1078-1083, 1999.
- LAFORGIA, D. & ARDITO, V. Biodiesel fueled IDI engines: Performances, emissions and heat releases investigation. *Bioresource Technology*. v. 51, p. 53-59, 1995.
- LENZ, H.P. *Mixture formation in spark-ignition engines*. New York, USA : Springer-Verlag/Wien. SAE. 1992. 400 p.
- LEONTSINIS, E. *Óleo Diesel*. In: CURSO DE INFORMAÇÃO SOBRE COMBUSTÍVEIS E COMBUSTÃO. 11ª Ed., Rio de Janeiro : IBP, 1988. p. 65-77.
- LICHTY, L.C. *Internal Combustion Engines*. 6th Ed. NewYork, USA : Ed. McGraw-Hill, 1951.
- LIELJEDAHN, J.B. et alii. *Tractores - Diseño y Funcionamiento*. México : Ed. Limusa, 1984. 432 p.
- LUNA, J.F. Aceites vegetales y motores diesel. *Maquinas y Tractores*. n. 02, p. 40-46, 1990.
- MA, F & HANNA, M.A. Biodiesel production: a review. *Bioresource Technology*. v. 70, n. 01, p. 01-15, 1999.

MACCHI, S. Carburantes de Origen Vegetal: El Punto de Vista del Sector Productor de Motores. *Los Cultivos no Alimentarios como Alternativa al Abandono de Tierras*. Madrid, España : Editorial Agricola Española, 1994. p. 101-110

MACHACON, H.T.C. et alii. The effect of coconut oil and diesel fuel blends on diesel engine performance and exhaust emissions. *JSAE Review*. v. 22, p. 349-355, 2001.

MARESCA, A. Ed ora il trattore fa il pieno di colza – *SAME con el Medio Ambiente*. Italia: SAME Trattori. 1992. 20p.

MARTINEZ, J.J.L. *Los biocombustibles y el plan de ahorro y de eficiencia energetica*. In: JORNADA TÉCNICA – BIOCOMBUSTIBLES LIQUIDOS: POSIBILIDADES Y BARRERAS PARA SU DESARROLLO EN ESPAÑA. Madrid, España, 1995. 5p.

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.

_____. Peanut, soybean and cottonseed oil as diesel fuels. *Transactions of the ASAE*, v. 28, n. 5, p. 1375-1377. 1985.

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

MITTELBAACH, M. Diesel fuel derived from vegetable oils, VI: Specifications and quality control of biodiesel. *Bioresource Technology*. Univ. Graz, Graz, Austria, v. 56, p. 07-11, apr. 1996.

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.

MORENO, F; MUÑOZ, M.; MOREA-ROY, J. Sunflower Methyl-ester as a fuel for automobile diesel engines. *Transactions of the ASAE*, v. 42, n. 5, p. 1181-1185. 1999.

MORETTO, E.; ALVES, R.F. *Óleos e gorduras vegetais: processamento e análises*. Florianópolis, SC : Editora da UFSC. 1986. 179p.

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

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.

MUÑOZ, F. Cultivos Industriales: Productos Farmacéuticos y Aromáticos. *Los Cultivos no Alimentarios como Alternativa al Abandono de Tierras*. Madrid, España: Editorial Agrícola Española, 1994, p. 43-53.

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

NWAFOR, O.M.I. Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. *Journal of the Renewable Energy*. v. 21, p. 433-444, 2000.

_____. The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat, vegetable, oil at constant speed conditions. *Journal of the Renewable Energy*. v.28, p. 171-181, 2003.

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

OGURA, M. et alii. Effect of fuel temperature on spray characteristics of diesel spray impinging on a ringed wall. *JSAE Review*. v. 23. p. 189-194. 2002.

OLIVEIRA, L.B. & DA COSTA, A. O. Biodiesel – Uma experiência de desenvolvimento sustentável. Rio de Janeiro, 14p. 2002. IVIG/COOPE/UFRJ. 14p. Disponível em <www.ufrj.br>. Acesso em 14 abr. 2003.

PANG, S.N.; ZOERB, G.C.; WANG, G. Tractor monitor based on indirect fuel measurement. *Transactions of the ASAE*. v. 28, n. 04, p. 994-998, 1985.

PENIDO FILHO, P. *O álcool combustível: obtenção e aplicação nos motores*. 1ª Edição. São Paulo, SP : NOBEL, 1981. 271p.

PETERSON, C.L.; WAGNER, G.L.; AULD, D.L. Vegetable oil substitutes for diesel fuel. *Transactions of the ASAE*, v. 26, n. 02, p. 322-327, 1983.

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.

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.

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. 10p.

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

PRAMANIK, K. Properties and use of jatropha curcas oil and diesel fuel blends in compression ignition engine. *Journal of Renewable Energy*. Article in press, 2002.

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

POYDO, P.R. Motores e dinamômetro. *Best Cars Web Site*. 2000. Disponível em <<http://uol.com.br/bestcars/ct>>. Acesso em 16 abr. 2003.

PUGLIESI, MARCIO. *Manual Completo do Automóvel*. São Paulo, SP : Ed. HEMUS, 1976. 773p.

RABELO, I.D. *Estudo de desempenho de combustíveis convencionais associados a biodiesel obtido pela transesterificação de óleo usado em fritura*. 98f. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Tecnologia) - Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Curitiba, 2001.

RAHDE, S.B. PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA. Centro de Tecnologia. *Motores de Combustão Interna*. Rio de Janeiro, [200_] 1.v não Paginado, cópia reprográfica.

RANESES, A.R. et alii. Potential biodiesel markets and their economic effects on the agricultural sector of the United States. *Journal of Industrial Crops and Products*. v. 09, p. 151-162, 1999.

RAO, G.A.P. & MOHAN, P.R. Effect of supercharging on the performance of a DI Diesel engine with cotton seed oil. *Energy Conversion and Management*. Article in press, p. 1-8, 2002.

REID, J.F.; HANSEN, A.C.; GOERING, C.E. Quantifying diesel injector coking with computer vision. *Transactions of the ASAE*, v.32, n. 05, p. 1503-1506, 1989.

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

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

_____. Combustibles alternativos. Los aceites vegetales y el desarrollo de nuevos motores. *Maquinas y Tractores*. v. 10, p. 64-70, 1992.

_____. Motori ed evoluzione del settore agricolo. *m&ma-iMA*, n. 01, p. 29-68, 1992.

RIVA, G. & MÁRQUEZ, L. *Utilización Energética de la Producción Agrícola Comunitaria con Especial Referencia a las Oleaginosas. Los Cultivos no Alimentarios como Alternativa al Abandono de Tierras*. p. 57-80, 1994.

ROMERO, J. & MIRALLES, J. Biocombustibles. *Perspectiva Ambiental*. v.24. Barcelona, España : Ed. Associació de Mestres Rosa Sensat. FUNDACIÓN TERRA, abr. 2002. 34p.

SAZHINA, E.M. et alii. The shell autoignition model: applications to gasoline and diesel fuels. *FUEL*. n. 78, p. 389-401, 1999.

SAMSON, W.D.; VIDRINE, C.G.; ROBBINS, J.W.D. Chinese tallow seed oil as a diesel fuel extender. *Transactions of the ASAE*. v. 28, n. 05, p. 1406-1409, 1985.

SCHLAUTMAN, N. J.; SCHINSTOCK, J. L.; HANNA, M. A. Unrefined expelled soybean oil performance in a diesel engine. *Transactions of the ASAE*, v. 29, n. 01, p. 70-80, 1986.

SCHLICK, M. L., HANNA, M. A., SCHINSTOCK, J. L. Soybean and sunflower oil performance in a diesel engine.. *Transactions of the ASAE*, v. 31, n. 05, p. 1345-1348, 1988.

SILVA, O.C. Óleos vegetais. São Paulo, out. 2002. Disponível em: <<http://www.hidroweb.aneel.gov.br>>. Acesso em 15 abr. 2003.

SILVA, P.T.F. UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA. Centro de Tecnologia. *Psicrometria*. Santa Maria, [200_] 1.v, 26p cópia reprográfica.

SIMS, R.E.H. Tallow esters as an alternative diesel fuel. *Transactions of the ASAE*. v. 28, n. 03, p. 716-721, 1985.

SOUZA, A.M. UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA. Centro de Ciências Naturais e Exatas. *Projetos de experimentos*. Santa Maria, [200_], 78p. Ed. Ponto Gráfico.

SOVANI, S.D. et alii. High pressure effervescent atomization: effect of ambient pressure on spray cone angle. *FUEL*. n. 80, p. 427-435, 2001.

STINSON, K.W. *Diesel Engineering Handbook*. 5th Ed. USA : SAE, 1970. 352p.

- STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 2nd Ed., New York, USA : SAE, 1999. 574 p.
- STOUT, B.A. Agricultural energy: 1985-2000. *Journal of the Agricultural Engineering*, p. 18-19, 1985.
- TAYLOR, C.F. *Análise dos motores de combustão Interna*. São Paulo, SP : Ed. Edgard Blücher. 1971.
- TROCCHI, J. Carburantes de origen vegetal. Un futuro cada vez mas proximo. *Maquinas y Tractores*, n. 01, p. 62-64, 1991.
- _____. Carburantes de origen vegetal. *Maquinas y Tractores*, n. 02, p.73, 1992.
- UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA. *Estrutura e Apresentação de Monografias, Dissertações e Teses (MDT)*. 5^a Ed. Santa Maria, 2000.
- VARDE, K.S. Soy oil sprays and effects on engine performance. *Transactions of the ASAE*, v. 27, n. 02, p. 326-330, 1984.
- VENENDAAL, R.; JORGENSEN, U.; FOSTER, C.A. European energy crops: A synthesis. *Biomass and Bioenergy*. Vol. 13, n° 03, p. 147-185, 1997.
- VENTURA, L. M. *Influência da qualidade do combustível no desempenho, rendimento e durabilidade do motor diesel*. In: COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS NO BRASIL ATUAL: ASPECTOS TÉCNICOS, ECONÔMICOS E AMBIENTAIS. 1990, São Paulo. Anais ... São Paulo, SP. Instituto Mauá de Tecnologia, 1990. p. 17-29.
- VILLAMUELAS, M.C. *Combustibles de origen biologico para motores agricolas*. Madrid, España : John Deere Publications, p. 183-185, 1994.
- VSÓROV, B.A. *Manual de Motores Diesel para Tractores*. URSS : Ed. MIR-Moscú, 1986. 700 p.

WATANABE, H. et alii. Study of the effects on exhaust emissions in direct injection diesel engines: Effects of fuel system, distillation properties and cetane number. *JSAE Review* 19, p. 21-26, 1998.

ZUBIK, J.; SORENSON, S.C.; GOERING, C.E. Diesel engine combustion of sunflower oil fuels. *Transactions of the ASAE*, v. 27, n. 05, p. 1252-256, 1984.

ANEXO A – CARACTERÍSTICAS DOS COMBUSTÍVEIS DO EXPERIMENTO

Tabela A1 – Especificações técnicas para o óleo diesel

**Tabela A2 – Propriedades características de alguns óleos
vegetais frente ao diesel convencional**

Tabela A3 – Densidade dos combustíveis de teste

Tabela A1 – Especificações técnicas para o óleo diesel:

CARACTERÍSTICAS	UNIDADES	LIMITES		MÉTODOS	
		TIPOS		ABNT	ASTM
		Interior (B)	Metropolitano (D) (1)		
APARÊNCIA					
Aspecto		Límpido, isento de impurezas		Visual (2)	
Cor ASTM, máx		3,0 (3)	3,0	NBR 14483	D 1500
COMPOSIÇÃO					
Enxofre total, máximo	% massa	0,35	0,20	- - NBR 14533	D 1522 D 2622 D 4294
VOLATILIDADE					
Destilação	° C			NBR 9619	D 86
50% vol., recup., máx.		245,0 – 310,0			
85% vol., recup., máx.		370,0	360,0		
Massa específica a 20 °C	kg/m ³	820 – 880	820 - 865	NBR 7148	D 1298
				NBR 14065	D 4052
Ponto de fulgor, mínimo	° C	38,0		NBR 7974	D 56
				NBR 14598	D 93
					D 3828
FLUIDEZ					
Viscosidade a 40°C	cSt (mm ² /s)	2,5 a 5,5		NBR 10441	D 445
Ponto de entupimento de filtro à frio	° C	(4)		NBR 14 747	D 6371
COMBUSTÃO					
Número de cetano, mín. (5)	-	42		-	D 613
Resíduo de carbono Ramsbottom no resíduo dos 10% finais da destilação, máximo.	% massa	0,25		NBR 14 318	D 524
Cinzas, máximo	% massa	0,020		NBR 9842	D 482
CORROSÃO					
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, máximo	-	1		NBR 14359	D 130
CONTAMINANTES					
Água e sedimentos, máx.	% volume	0,05		NBR 14647	D 1796

* Adaptado de: Portarias n° 310 ANP, de 27/12/2001; n° 162 ANP de 11/09/2002 e n° 130 ANP de 13/08/2002.

- (1) O óleo diesel Metropolitano deverá ser obrigatoriamente comercializado nos municípios relacionados no Anexo I da PANP 310/2001, conforme determinação do Ministério do Meio Ambiente.
- (2) A visualização será realizada em proveta de vidro, conforme a utilizada no Método NBR 7148 ou ASTM D 1298.
- (3) As Refinarias, Centrais de Matérias-Primas Petroquímicas, Importadores e Formuladores de óleo diesel automotivo deverão atender às exigências referentes à adição de corante a partir de 01/01/2003.
- (4) Limites conforme Tabela II da PANP 310/2001.
- (5) Alternativamente ao ensaio de NC fica permitida a determinação do IC calculado pelo Método ASTM D 4737, com valor mínimo de 45. Em caso de desacordo de resultados prevalecerá o valor do Número de Cetano.

Tabela A2 – Propriedades características de alguns óleos vegetais frente ao diesel convencional:

Propriedade	Óleo Bruto					
	Amendoim	Algodão	Girassol	Colza	Soja	
Viscosidade (cSt)						
a 20 °C	81,0	64,9	71,0	71,8	61,5	4-6
a 22 °C	71,7	60,0	60	61,0	58,6	3,9 – 5,5
a 30 °C	58,7	44,0	55,0	47,6	44,6	3,6 – 5,5
a 37,8 °C	42,3	38,5	42,0	37,0	35,0	2,9 – 5,5
a 40 °C	42,0	38,0	39,,5	35,0	34,0	2,5 – 5,5
a 50 °C	31,3	28,8	31,0	25,7	24,6	2,7 – 5,5
a 60 °C	23,0	22,5	23,5	22,3	19,0	2,6
a 70 °C	18,0	16,5	17,5	15,7	13,7	2,2
a 80 °C	11,5	10,0	14,0	11,0	9,7	2,1
a 100 °C	8,2	8,4	9,0	10,4	6,0	<2,0
Número de cetanos	38 - 42	35 - 40	33 - 37	37,6	36 - 39	45 – 55
PCI (MJ/kg)	38,2 - 41,8	36,8 - 38,8	36,5 - 40	36,8 - 37,4	36,8 - 41	42,6 – 45,4
Tt (MJ/dm ³)	33,6	33,7	35,1 - 36,5	34,3	33,7 - 35	35 – 38,5
Densidade (g/dm ³)	916 - 920	915 - 923	918 - 924	916 - 920	916 - 922	820 - 880

Tabela A3 – Densidade⁴ dos combustíveis de teste:

Combustível	Densidade a 20°C (g/dm³)
Diesel convencional (testemunha – <i>d100</i>)	840
Mistura <i>veg10d90</i> (10% óleo de soja + 90% diesel)	848
Mistura <i>veg30d70</i> (30% óleo de soja + 70% diesel)	865
Mistura <i>veg50d50</i> (50% óleo de soja + 50% diesel)	882
Mistura <i>veg70d30</i> (70% óleo de soja + 30% diesel)	900
Óleo de soja puro (<i>veg100</i>)	924

Combustível	Densidade a 57°C (g/dm³)
Diesel convencional (testemunha – <i>d100</i>)	825
Mistura <i>veg10d90</i> (10% óleo de soja + 90% diesel)	831
Mistura <i>veg30d70</i> (30% óleo de soja + 70% diesel)	848
Mistura <i>veg50d50</i> (50% óleo de soja + 50% diesel)	866
Mistura <i>veg70d30</i> (70% óleo de soja + 30% diesel)	879
Óleo de soja puro (<i>veg100</i>)	907

Combustível	Densidade a 68°C (g/dm³)
Diesel convencional (testemunha – <i>d100</i>)	816
Mistura <i>veg10d90</i> (10% óleo de soja + 90% diesel)	823
Mistura <i>veg30d70</i> (30% óleo de soja + 70% diesel)	839
Mistura <i>veg50d50</i> (50% óleo de soja + 50% diesel)	857
Mistura <i>veg70d30</i> (70% óleo de soja + 30% diesel)	870
Óleo de soja puro (<i>veg100</i>)	896

⁴ Valores médios (três avaliações).

ANEXO B – ANÁLISE ESTATÍSTICA DOS RESULTADOS

Neste Anexo estão agrupados os resultados dos testes de normalidade e da ANOVA “não paramétrica” que foram aplicados aos dados do experimento, utilizaram-se as provas de Saphiro-Wilk e os testes de Wilcoxon e Kruskal-Wallis.

Tabela B1 – Testes de normalidade para temperatura (Saphiro-Wilk).

Variável: Temperatura - 57°C					
	Média	N	p	Desv. p.	Normal?
Torque	3,26	1260	<0.0001	0,143	Não
Potência	8,03	1260	<0.0001	1,024	Não
Consumo específico	236,44	1260	<0.0001	14,77	Não
Variável: Temperatura - 68°C					
Torque	3,507	504	<0.0001	0,156	Não
Potência	8,43	504	<0.0001	1,021	Não
Consumo específico	222,11	504	<0.0001	11,00	Não

Tabela B2 – Testes de normalidade para avanço de injeção (Saphiro-Wilk).

Variável: Avanço da injeção – 21°APMS					
	Média	N	p	Desv. p.	Normal?
Torque	3,36	441	<0.0001	0,184	Não
Potência	8,087	441	<0.0001	1,045	Não
Consumo específico	229,87	441	<0.0001	14,64	Não
Variável: Avanço da injeção – 22°APMS					
Torque	3,34	441	<0.0001	0,178	Não
Potência	8,05	441	<0.0001	1,022	Não
Consumo específico	231,39	441	<0.0001	14,33	Não
Variável: Avanço da injeção – 23°APMS					
Torque	3,33	441	0.0004	0,154	Não
Potência	8,01	441	<0.0001	1,040	Não
Consumo específico	231,96	441	0.0008	13,29	Não
Variável: Avanço da injeção – 24°APMS					
Torque	3,28	441	0.0002	0,204	Não
Potência	7,902	441	<0.0001	1,110	Não
Consumo específico	236,15	441	<0.0001	17,67	Não

Tabela B3 – Testes de normalidade para teores de óleo de soja (Saphiro-Wilk).

Variável: Teor de óleo de soja – veg10 (10%)					
	Média	N	p	Desv. p.	Normal?
Torque	3,28	252	<0.0001	0,143	Não
Potência	7,94	252	<0.0001	0,917	Não
Consumo específico	224,60	252	<0.0001	9,990	Não
Variável: Teor de óleo de soja – veg30 (30%)					
Torque	3,34	252	0.0006	0,106	Não
Potência	8,04	252	<0.0001	0,999	Não
Consumo específico	225,5	252	<0.0001	7,274	Não
Variável: Teor de óleo de soja – veg50 (50%)					
Torque	3,34	252	<0.0001	0,124	Não
Potência	8,04	252	<0.0001	1,033	Não
Consumo específico	231,2	252	<0.0001	8,840	Não
Variável: Teor de óleo de soja – veg70 (70%)⁴					
Torque	3,37	504	<0.0001	0,214	Não
Potência	8,12	504	<0.0001	1,084	Não
Consumo específico	229,8	504	<0.0001	15,984	Não
Variável: Teor de óleo de soja – veg100 (100%)⁵					
Torque	3,31	504	<0.0001	0,213	Não
Potência	7,95	504	<0.0001	1,124	Não
Consumo específico	242,1	504	<0.0001	17,195	Não

⁴ Média inclui as duas faixas de temperatura (57°C e 68°C)⁵ Média inclui as duas faixas de temperatura (57°C e 68°C)

Tabela B4 – Análise “não paramétrica” (Wilcoxon e Kruskal-Wallis)

Variável – Temperaturas

Temperatura 57°C	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	1260	692,75516	∃ ≠	∃ ≠
Potência	1260	798,61825	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	1260	1015,44444	∃ ≠	∃ ≠
Temperatura 68°C	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	1356,86210	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	1092,20437	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	550,13889	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis potência, torque e consumo específico, quando consideradas apenas as diferenças de temperatura.

Variável – Avanço da injeção

Avanço – 21°APMS	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	441	958,202948	∃ ≠	∃ ≠
Potência	441	919,875283	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	441	815,165533	∃ ≠	∃ ≠
Avanço – 22°APMS	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	441	914,503401	∃ ≠	∃ ≠
Potência	441	898,021542	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	441	860,978458	∃ ≠	∃ ≠
Avanço – 23°APMS	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	441	892,055556	∃ ≠	∃ ≠
Potência	441	881,611111	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	441	883,318594	∃ ≠	∃ ≠
Avanço – 24°APMS	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	441	765,238095	∃ ≠	∃ ≠
Potência	441	830,492063	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	441	970,537415	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque e consumo específico e, estatisticamente, não existiram diferenças entre as médias das potências quando consideradas apenas as variações dos valores de avanço de injeção.

NOTA: Uma análise criteriosa dos dados de potência foi realizada pois os testes de significância compararam as médias dos valores apenas em função da variável avanço de injeção, agrupando na mesma análise dados de potência para 57°C e 68°C que comprovadamente apresentaram diferenças significativas, senão as mais significativas, não bastando para o caso apenas os resultados à luz da estatística.

Variável – Teor de óleo de soja na mistura

veg10 (10%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	774,234127	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	802,134921	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	649,704370	∃ ≠	∃ ≠
veg30 (30%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	949,603175	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	890,888889	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	630,212300	∃ ≠	∃ ≠
veg50 (50%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	933,281746	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	896,071429	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	868,434520	∃ ≠	∃ ≠
veg70 (70%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	941,035714	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	935,152778	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	847,116070	∃ ≠	∃ ≠
veg100 (100%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	819,154762	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	859,049630	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	1167,45833	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque e consumo específico e, estatisticamente, não existiram diferenças entre as médias das potências quando consideradas apenas as variações dos valores de avanço de injeção.

Variável – Teor de óleo de soja - Testes de significância (*veg10 x veg30*)

veg10 (10%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	224,345238	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	238,166667	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	251,267857	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
veg30 (30%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	280,654762	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	266,833333	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	253,732143	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque e potência e, estatisticamente, não existiram diferenças entre as médias das consumo específico quando considerados apenas os teores de óleo de soja de 10% e 30% na mistura combustível.

Estatisticamente as médias dos torques e as médias das potências para o teor de óleo de soja de 30% foram superiores àquelas de óleo de soja a 10%.

Variável – Teor de óleo de soja - Testes de significância (*veg10 x veg50*)

veg10 (10%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	227,380952	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	237,630952	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	212,942460	∃ ≠	∃ ≠
veg50 (50%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	277,619048	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	267,369048	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	292,057540	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque, potência e consumo específico e, estatisticamente, as diferenças foram no sentido de que o torque, a potência e o consumo específico foram superiores para o teor de óleo de soja a 50%, quando comparados apenas ao teor de mistura a 10%.

Variável – Teor de óleo de soja - Testes de significância (*veg10 x veg70*)

veg10 (10%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	332,361111	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	339,704365	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	329,519841	∃ ≠	∃ ≠
veg70 (70%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	401,569444	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	397,897817	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	402,990079	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque, potência e consumo específico quando considerados apenas os teores de óleo de soja de 10% e 70%.

Estatisticamente existiram diferenças no sentido de que o torque, a potência e o consumo específico foram superiores para o teor de óleo de soja a 70%.

Porém, para teores de óleo de soja na mistura superiores a 70% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento de 68°C, o que comprovadamente, contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias. Uma análise criteriosa dos tratamentos encontra-se no Capítulo 4.

Variável – Teor de óleo de soja
Testes de significância (*veg10 x veg100*)

veg10 (10%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	379,646825	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	252	366,132937	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	235,474206	∃ ≠	∃ ≠
veg100 (100%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	382,926587	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	504	384,683532	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	450,012897	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis potência e consumo específico e, estatisticamente, não existiram diferenças significativas entre as médias dos valores de torque.

Estatisticamente existiram diferenças no sentido de que a potência e o consumo específico foram superiores para o teor de óleo de soja a 100%.

Porém, para o caso de teores de óleo de soja na mistura a 100% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento de 68°C o que, comprovadamente, contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias.

Uma análise criteriosa dos tratamentos encontra-se no Capítulo 4.

Variável – Teor de óleo de soja - Testes de significância (*veg30 x veg50*)

<i>veg30 (30%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	253,470238	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	252	251,726190	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	252	205,343254	∃ ≠	∃ ≠
<i>veg50 (50%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	251,529762	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	252	253,273810	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	252	299,656746	∃ ≠	∃ ≠

Não existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque e potência e, estatisticamente, existiram diferenças entre as médias para consumo específico quando considerados apenas os teores de óleo de soja de 30% e 50%.

Estatisticamente as médias dos torques e as médias dos consumos específicos para o teor de óleo de soja de 50% foram superiores àquelas de óleo de soja a 30%.

Variável – Teor de óleo de soja - Testes de significância (*veg30 x veg70*)

<i>veg30 (30%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	384,636905	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	252	365,698413	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	252	320,323413	∃ ≠	∃ ≠
<i>veg70 (70%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	375,431584	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	504	384,900794	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	504	407,588294	∃ ≠	∃ ≠

Não existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque e potência e, estatisticamente, existiram diferenças entre as médias dos consumos específicos quando considerados apenas os teores de óleo de soja de 30% e 70%.

Estatisticamente as médias dos consumos específicos, para o teor de óleo de soja a 70%, foram superiores àquelas do óleo de soja a 30%.

Porém, para o caso dos teores de óleo de soja na mistura superiores a 70% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento da mistura a 68°C, o que comprovadamente, contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias.

Uma análise criteriosa dos tratamentos encontra-se no Capítulo 4.

Variável – Teor de óleo de soja

Testes de significância (*veg30 x veg100*)

veg30 (30%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	410,341270	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	386,130952	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	252	230,313492	∃ ≠	∃ ≠
veg100 (100%)	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	362,579365	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	374,684524	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	504	452,593254	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque e consumo específico e, estatisticamente, não existiram diferenças significativas entre as médias de valores de potência.

Estatisticamente existiram diferenças no sentido de que as médias de torque, para teor de óleo de soja a 30%, foram superiores àquelas do óleo de soja a 100% e as médias para consumo específico foram superiores nos ensaios com teor de óleo de soja a 100%.

Porém, para o caso dos teores de óleo de soja a 100% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento de 68°C, o que comprovadamente, contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias.

Uma análise criteriosa dos tratamentos encontra-se no Capítulo 4.

Variável – Teor de óleo de soja
 Testes de significância (*veg50 x veg70*)

<i>veg50 (50%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	377,476190	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	252	367,601190	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	252	376,573413	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
<i>veg70 (70%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	379,011905	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Potência	504	383,949405	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠
Consumo	504	379,463294	ñ ∃ ≠	ñ ∃ ≠

Não existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque, potência e consumo específico quando considerados os teores de óleo de soja de 50% e 70%.

Porém, para o caso dos teores de óleo de soja na mistura superiores a 70% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento de 68°C, o que comprovadamente, contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias.

Uma análise criteriosa dos tratamentos encontra-se no Capítulo 4.

Variável – Teor de óleo de soja
 Testes de significância (*veg50 x veg100*)

<i>veg50 (50%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	406,156746	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	387,327381	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	279,646825	∃ ≠	∃ ≠
<i>veg100 (100%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	364,671627	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	374,086310	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	427,926587	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque, potência e consumo específico, quando considerados apenas os teores de óleo de soja de 50% e de 100%.

Estatisticamente existiram diferenças no sentido de que as médias de torque e de potência, para o teor de óleo de soja a 50%, foram superiores às aquelas de óleo de soja a 100% e as médias para consumo específico foram superiores nos ensaios com teor de óleo de soja a 100%.

Porém, para o caso dos teores de óleo de soja na mistura a 100% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento de 68°C, o que comprovadamente, contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias.

Uma análise criteriosa dos tratamentos encontra-se no Capítulo 4.

Variável – Teor de óleo de soja

Testes de significância (*veg70 x veg100*)

<i>veg70 (70%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	252	542,522817	∃ ≠	∃ ≠
Potência	252	525,904762	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	252	414,574405	∃ ≠	∃ ≠
<i>veg100 (100%)</i>	N	Média Escores	Wilcoxon	Kruskal-Wallis
Torque	504	466,477183	∃ ≠	∃ ≠
Potência	504	483,095238	∃ ≠	∃ ≠
Consumo	504	594,425595	∃ ≠	∃ ≠

Existiram diferenças significativas entre as médias das variáveis torque, potência e consumo específico, quando considerados apenas os teores de óleo de soja de 70% e de 100%.

Estatisticamente existiram diferenças no sentido de que as médias de torque e de potência, para o teor de óleo de soja a 70%, foram superiores às aquelas de óleo de soja a 100% e as médias para consumo específico foram superiores nos ensaios com teor de óleo de soja a 100%.

Porém, para o caso dos teores de óleo de soja na mistura superiores 70% foi utilizada a faixa de pré-aquecimento de 68°C, o que exige uma análise mais detalhada do desempenho do motor pois, comprovadamente, o pré-aquecimento contribuiu substancialmente para a diferenciação de médias.