

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE
TRATOR AGRÍCOLA OPERANDO COM MISTURAS
DE ÓLEO DIESEL E ETANOL**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Javier Solis Estrada

**Santa Maria, RS, Brasil
2015**

DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE TRATOR AGRÍCOLA OPERANDO COM MISTURAS DE ÓLEO DIESEL E ETANOL

Javier Solis Estrada

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 a obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Agrícola.**

Orientador: Prof. José Fernando Schlosser, Dr. Eng.

Santa Maria, RS, Brasil
2015

Solis Estrada, Javier

Desempenho e emissões de um motor de trator agrícola operando com misturas de óleo Diesel e etanol / Javier

Solis Estrada.- 2015.

112 p.; 30cm

Orientador: José Fernando Schlosser

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Ciências Rurais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, RS, 2015.

1. trator agrícola 2. motor Diesel 3. etanol 4. desempenho
5. emissões I. Schlosser, José Fernando II. Título.

Compilação, seleção de texto e imagens desta dissertação possuem direitos de reprodução reservados:

© 2015 Javier Solis Estrada

Todos os direitos autorais reservados a Javier Solis Estrada. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser realizada com autorização por escrito do autor.

E-mail: j.solis.estrada@gmail.com

**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

**DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE TRATOR
AGRÍCOLA OPERANDO COM MISTURAS DE ÓLEO DIESEL E
ETANOL**

elaborada por
Javier Solis Estrada

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

Comissão Examinadora

José Fernando Schlosser, Dr. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Mario Eduardo Santos Martins, Dr. (UFSM)

Gismael Francisco Perin, Dr. (UFFS)

Santa Maria, 05 de Março de 2015

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho...

...a minha mãe Digna Estrada de la Cruz, pelo amor, apoio e imensa compreensão.
Meu eterno amor, admiração e reconhecimento para ela.

...a minha irmã Diana Solis Estrada, pelo amor e amizade que apesar da distância foram fortalecidos.

...a minha querida Alessandra Neves Carrillo, pelas demonstrações de amor e esforços realizados, pela compreensão e total apoio.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela vida, saúde e oportunidades concedidas. Pela fé, esperança e paz transmitida.

A meus pais Ranuldo Solis Deza e Digna Estrada de la Cruz, pelo carinho, incentivo, ensinamentos e preocupação por me oferecer, com muito esforço, uma boa educação.

Ao Programa de Estudantes-Convênio de Pós-Graduação (PEC-PG) pela escolha e oportunidade de continuar com meus estudos no Brasil, ao CNPq pelo auxílio econômico.

A universidade Federal de Santa Maria e ao Programa de Pós-Graduação em engenharia Agrícola, pelo aperfeiçoamento profissional.

Ao Professor Dr. José Fernando Schlosser, quem, com seu apoio, possibilitou minha chegada ao Brasil para realizar o mestrado. Pela orientação e grande aprendizagem trabalhando juntos. Pela confiança, conselhos e amizade.

Aos colegas e amigos Ulisses Giacomini Frantz, Marcelo Silveira de Farias e Fabrício Azevedo Rodrigues, pela recepção e ajuda oferecida desde minha chegada.

Aos colegas e amigos Alfran Telleche Martini, Gustavo Oliveira dos Santos, Juan Paulo Barbieri, Iury Port Rudell, Fernando Oliveira, Teles Hiran Tronco, Juliane Damasceno, Helena Silva Oliveira, Leticia Frizzo Ferigolo, Pablo Gustavo Silva Ferrer, Leandro Correa Ebert, Pablo Cardoso, Eduardo Jaehn e Vinícius Paim Alende, pelo companheirismo, convívio e amizade.

O Autor

“Uma vez tendo experimentado voar, caminharás para sempre sobre a Terra de olhos postos no Céu, pois é para lá que tencionas voltar.”

Leonardo da Vinci

RESUMO

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

DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE TRATOR AGRÍCOLA OPERANDO COM MISTURAS DE ÓLEO DIESEL E ETANOL

AUTOR: JAVIER SOLIS ESTRADA
ORIENTADOR: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER
Santa Maria, 05 de Março de 2015.

A crescente demanda mundial de energia, a diminuição das reservas do petróleo e os atuais problemas de poluição ambiental, incrementam o interesse no estudo de fontes renováveis de energia para os motores de combustão interna, visando substituir, de forma parcial ou total, os combustíveis derivados do petróleo. No Brasil, entre os combustíveis alternativos, se destaca o uso do etanol de cana-de-açúcar, visto que é de origem renovável e possui um alto conteúdo de oxigênio, o qual pode favorecer a redução das emissões de gases poluentes do motor. A mistura etanol-Diesel (ED) vem recebendo, nos últimos anos, e em diferentes países, maior atenção para ser utilizado em motores ciclo Diesel. No entanto, existem dificuldades para sua utilização visando substituir parcialmente o óleo Diesel. Os principais inconvenientes são as diferenças nas suas propriedades físico-químicas. Em porcentagens de até 15%, o etanol pode ser utilizado em motores ciclo Diesel, sem realizar modificações mecânicas. Desta forma, o objetivo deste trabalho foi avaliar o desempenho e as emissões de um motor ciclo Diesel de um trator agrícola, utilizando misturas de óleo Diesel e etanol hidratado. Foram utilizados como combustíveis o óleo Diesel (B5) e sua mistura com 3% (ED3), 6% (ED6), 9% (ED9), 12% (ED12) e 15% (ED15) de etanol. Os parâmetros avaliados de desempenho foram: a potência, o torque e consumo específico de combustível. Foram também avaliadas as emissões de CO₂, NO_x, O₂ e a opacidade dos gases, por meio do valor k. Ambos os experimentos de desempenho e emissões do motor foram analisados em um delineamento experimental inteiramente casualizado, em um esquema bifatorial. Os resultados indicam que conforme aumentou a porcentagem de etanol, os valores médios de torque e potência do motor diminuíram. Utilizando o B5 e o ED3, estas variáveis não diferiram estatisticamente, além disso, com o ED3 foi obtido o menor consumo de combustível. Utilizando o ED12 o desempenho do motor teve reduções de potência e torque de 2,97% e 2,95%, respectivamente, em relação ao B5, enquanto que os consumos de combustível não tiveram diferença estatística. A maior opacidade e emissões de gases foram alcançadas com ED3, enquanto que as menores emissões ocorreram quando o motor operou com o ED12 e ED15. Com estes combustíveis, a redução da opacidade, CO₂ e NO_x, em relação ao B5 foi de 22,22 - 24,44%, 5,20 - 5,60% e 6,65 - 10,48%, respectivamente. Pode-se considerar que operando com o ED12, as emissões de poluentes são reduzidas significativamente sem uma perda considerável no desempenho do motor.

Palavras-chave: biocombustível, ciclo Diesel, gases de exaustão, misturas de combustível.

ABSTRACT

Master Dissertation
Post-graduate Program in Agricultural Engineering
Federal University of Santa Maria

PERFORMANCE AND EMISSIONS OF A FARM TRACTOR ENGINE OPERATING WITH BLENDS OF DIESEL AND ETHANOL

AUTHOR: JAVIER SOLIS ESTRADA
ADVISER: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER
Santa Maria, March 05th 2015.

The growing demand of energy in the world, the decrease of petroleum reserves and the current problems of environmental contamination, increase the interest in renewable energy study for internal combustion engines, to replace partially or completely to petroleum based fuels. In Brazil, among the alternatives fuels, stands out the use of sugarcane ethanol, seen that it is from renewable sources and has high oxygen content, which is favorable to reduce pollutant gases emissions of engine. The blend of ethanol and diesel (ED) has received in recent years and in different countries, more attention for use in diesel engines. However, there are difficulties to partially replace diesel use. The main disadvantages are the differences in their physical-chemical properties. A percentage up to 15% of ethanol is used in diesel engines without making mechanical changes. In this way, the objective of this study was to evaluate the performance and emissions of a diesel engine in an agricultural tractor, using blends of diesel and hydrated ethanol. Were used as fuel, Diesel (B5) and mixture with 3% (ED3), 6% (ED6), 9% (ED9), 12% (ED12) and 15% (ED15) of hydrous ethanol. Performance parameters evaluated were the power, torque and specific fuel consumption. Were also evaluated emissions of CO₂, NO_x e O₂, and the opacity of the gases through the k value. Both, engine performance and emissions experiment were analyzed in a completely randomized with bifactorial design. The results indicate that as the percentage of ethanol increased, the average values of torque and engine power decreased. Using the B5 and the ED3, these variables did not differ statistically, in addition, with the ED3 was obtained the lower specific fuel consumption. Using ED12, the engine performance has reduced power and torque in 2.97% e 2.95%, respectively, compared with B5, while their fuel consumption had no statistical difference. The greater opacity and gas emissions were archive with ED3, while the lower emission occurred when the engine operated with ED12 and ED15. With these fuels, the reduction of opacity, CO₂ and NO_x, in relation to B5, was 22.22 – 24.44%, 5.20 – 5.60% e 6.65 - 10.48%, respectively. It can be considerate that operating with ED12, pollutant emissions are reduced significantly without a significant loss in engine performance.

Keywords: biofuel, Diesel cycle, exhaust gases, fuels blends.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Variação no preço de importação de petróleo.....	23
Figura 2 - Variação na produção mundial de etanol para combustível.....	25
Figura 3 - Motor de combustão interna ciclo Diesel.	29
Figura 4 - Representação esquemática de um teste de desempenho na TDP de um trator agrícola.	37
Figura 5 - Representação esquemática de um teste de emissões de um motor de um trator agrícola.	39
Figura 6 - Recipiente utilizado como depósito externo de combustível.....	41
Figura 7 - Trator agrícola Massey Ferguson modelo MF4291.....	42
Figura 8 - Dinamômetro móvel EGGERS modelo PT 301 MES.....	43
Figura 9 - Fluxômetro EGGERS modelo FM3-100.....	45
Figura 10 - Software EGGERS <i>Power control</i>	46
Figura 11 - Analisador de gases Saxon modelo Infralyt ELD.	47
Figura 12 - Opacímetro Saxon modelo Opacilyt 1030.....	49
Figura 13 - <i>Software</i> MW IELD O1030.....	50
Figura 14 - Multimeter Fluke modelo 8024B.....	51
Figura 15 - Tacômetro Minipa modelo MDT-2238A.	52
Figura 17 - Porcentagens de torque para determinar os modos de operação.	58
Figura 18 - Curvas de potência do motor com o uso dos diferentes combustíveis. ..	62
Figura 19 - Potência máxima em função do conteúdo de etanol.....	63
Figura 20 - Curvas de torque do motor com o uso dos diferentes combustíveis.....	65
Figura 21 - Torque máximo em função do conteúdo de etanol.	66
Figura 22 - Curvas de consumo específico (Ce) do motor com o uso dos diferentes combustíveis.	68
Figura 23 - Valores mínimos de consumo específico (Ce) em função do conteúdo de etanol.....	69
Figura 24 - Variação da opacidade (m^{-1}) do motor sob carga para os diferentes combustíveis.	72
Figura 25 - Valor médio da opacidade em função do conteúdo de etanol.	74
Figura 26 - Variação de CO ₂ (% vol.) do motor sob carga para os diferentes combustíveis.	76
Figura 27 - Valor médio de CO ₂ (% vol.) em função do conteúdo de etanol.	78
Figura 28 - Variação do NO _x (ppm) do motor sob carga para os diferentes combustíveis.	80
Figura 29 - Valor médio de NO _x (ppm) em função do conteúdo de etanol.	82
Figura 30 - Variação do O ₂ (% vol.) do motor sob carga para os diferentes combustíveis.	84
Figura 31 - Valor médio de O ₂ (% vol.) em função do conteúdo de etanol.....	86
Figura 32 - Variação da T (°C) dos gases do motor sob carga para os diferentes combustíveis.	87
Figura 33 - Valor médio da T (°C) dos gases em função do conteúdo de etanol.	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Densidade dos combustíveis utilizados a temperatura ambiente.....	61
Tabela 2 – Potência gerada pelos combustíveis e sua diferença com o B5.	64
Tabela 3 – Torque gerado pelos combustíveis e sua diferença com o B5.....	67
Tabela 4 – Reserva de torque, faixa de utilização, queda na rotação e elasticidade do motor.	67
Tabela 5 – Consumo específico (Ce) do motor gerado pelos combustíveis e sua diferença com relação ao B5.....	70
Tabela 6 – Modos de operação do motor utilizando o combustível B5	71
Tabela 7 – Valor k (m^{-1}) do motor operando sob carga.....	73
Tabela 8 – Valor do CO_2 (% vol.) do motor operando sob carga.	77
Tabela 9 – Valor do NO_x (ppm) do motor operando sob carga.	81
Tabela 10 – Valor do O_2 (% vol.) do motor operando sob carga.....	85
Tabela 11 – Valor da T ($^{\circ}C$) dos gases de escape do motor operando sob carga.	88

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Características dos quatro tempos do ciclo Diesel teórico.	31
Quadro 2 – Normas de ensaio de potência e suas diferenças.	36
Quadro 3 - Especificações do motor Perkins, modelo 1104A-44T.	42
Quadro 4 - Especificações do dinamômetro EGGERS, modelo PT 301 MES.	43
Quadro 5 - Especificações do fluxômetro EGGERS, modelo FM3-100.	45
Quadro 6 - Especificações do analisador Saxon modelo Infralyt ELD.	47
Quadro 7 - Especificações Opacímetro Saxon, modelo Opacilyt 1030.	49
Quadro 8 – Modos de operação e fatores de ponderação do ensaio de emissões...	59

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas.
ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores.
ANOVA	Análises de Variância.
ASAE	American Society of Agricultural Engineers.
Ce	Consumo específico de combustível.
Ch	Consumo horário de combustível.
CO	Monóxido de carbono.
CO ₂	Dióxido de carbono.
CO _x	Óxidos de carbono.
DIC	Delineamento inteiramente casualizado.
DIN	German Institute for Standardization.
ECE	United Nations Economic Commission for Europe Regulation.
ED	Etanol-Diesel (mistura).
ED3	B5 com conteúdo de 3% de etanol hidratado.
ED6	B5 com conteúdo de 6% de etanol hidratado.
ED9	B5 com conteúdo de 9% de etanol hidratado.
ED12	B5 com conteúdo de 12% de etanol hidratado.
ED15	B5 com conteúdo de 15% de etanol hidratado.
EPE	Empresa de Pesquisa Energética.
EPI	Earth Policy Institute.
GEE	Gases do efeito estufa.
GWh	Giga-watt-hora.
HC	Hidrocarbonetos.
ISO	International Standardization Organization.
k	Coeficiente de absorção de luz.
MAPA	Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento.
MP	Material Particulado.
MtCO ₂	Mega tonelada de dióxido de carbono.
Mtep	Mega tonelada equivalente de petróleo.
mV dc	Milivolts de corrente contínua.
NBR	Norma Brasileira.
NC	Número de Cetano.
NO	Monóxido de nitrogênio.
NO ₂	Dióxido de nitrogênio.
NO _x	Óxidos de nitrogênio.
O ₂	Oxigênio.
OCDE	Organisation for Economic Co-operation and Development.
OH	Radical hidroxil.
rpm	Rotações por minuto.
SO _x	Óxidos de enxofre.
TDP	Tomada de potência.
UFES	Universidade Federal de Santa Maria.
V	Volts.
σ	Densidade.

LISTA DE APÊNDICE

Apêndice A – ANOVA e <i>Tukey</i> para as variáveis de desempenho do motor...101	101
Apêndice B – Cargas aplicadas ao motor para experimentos de emissões....105	105
Apêndice C – ANOVA para as variáveis de emissões do motor.....107	107

LISTA DE ANEXO

Anexo A – Variação no preço de importação de petróleo.....	109
Anexo B – Variação na produção mundial de etanol para combustível.....	111
Anexo C – Esquema do funcionamento do fluxômetro.....	111
Anexo D – Esquema do funcionamento do Opacímetro.....	112

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	18
1.1.	Objetivo	20
1.1.1.	Objetivo geral	20
1.1.2.	Objetivos específicos	20
1.2.	Justificativa	20
2.	Revisão bibliográfica	22
2.1.	Etanol como combustível	24
2.2.	Motores utilizados em tratores agrícolas	27
2.2.1.	Princípios de funcionamento	29
2.2.2.	Parâmetros de desempenho	32
2.3.	Ensaio em tratores agrícolas	34
2.3.1.	Ensaio de desempenho na TDP	35
2.3.2.	Ensaio de emissões de poluentes do motor	37
3.	MATERIAL E MÉTODOS	40
3.1.	Materiais	40
3.1.1.	Combustíveis	40
3.1.2.	Trator agrícola	41
3.1.3.	Bancada dinamométrica móvel	43
3.1.4.	Fluxômetro de combustível	44
3.1.5.	Analisador de gases poluentes do motor	46
3.1.6.	Analisador de opacidade	48
3.1.7.	Medição de temperatura	50
3.1.8.	Tacômetro	51
3.2.	Metodologia	52
3.2.1.	Determinação dos parâmetros de desempenho do motor	53
3.2.2.	Medição da opacidade e das emissões dos gases de escape	56
3.2.3.	Delineamento experimental e análise estatística	59
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	61
4.1.	Desempenho do motor	61
4.1.1.	Potência	62
4.1.2.	Torque	65
4.1.3.	Consumo de combustível	68
4.2.	Emissões do motor	71
4.2.1.	Opacidade dos gases (Valor k)	72
4.2.2.	Dióxido de carbono (CO ₂)	76
4.2.3.	Gases nitrogenados (NO _x)	79
4.2.4.	Oxigênio (O ₂)	83
4.2.5.	Temperatura dos gases (°C)	86
5.	CONCLUSÕES	90
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
	APÊNDICE E ANEXO	101

1. INTRODUÇÃO

As atividades humanas contribuem de forma importante, por meio das emissões de gases poluentes, no desequilíbrio ambiental, que devido a seu incremento vem sendo uma preocupação global. A poluição ambiental, além de afetar de forma direta a qualidade do ar, ocasiona indiretamente a contaminação do solo, pelo transporte dos poluentes por meio da precipitação, sendo conduzida em direção às fontes de água, flora e, finalmente, chegando até o homem.

Os níveis de poluição ambiental diferem no espaço, o que significa dizer que são diferentes entre cidades, regiões e países. Estas diferenças estão relacionadas a vários fatores, entre eles, o crescimento industrial, tipo de agricultura, quantidade de veículos motorizados e o tipo de energia utilizada, que afetam diretamente a quantidade de poluentes emitidos para o meio ambiente.

Das fontes de energia disponíveis atualmente no mundo, as de origem fóssil são as mais utilizadas, sendo o principal tipo de fonte energética para o funcionamento dos motores de combustão interna. Desde a introdução dos motores que utilizavam o carvão para seu funcionamento, até os dias de hoje, em que se utiliza o petróleo e seus derivados nos motores modernos, esta fonte de energia vem sendo aplicada de forma direta ou indireta em todos os setores econômicos.

O uso dos derivados do petróleo como fonte de energia nos motores de combustão interna vem sendo questionado com maior intensidade desde a última década do século passado. Os principais questionamentos apontam para problemas ambientais, ocasionados pela queima de combustíveis fósseis, que gera desequilíbrio no ciclo do carbono, incrementando no meio ambiente os níveis de CO₂ e outros gases que provocam o aquecimento global.

Além deste problema, a condição de não renovabilidade afeta sua utilização para as gerações futuras, já que o consumo atual reduz as reservas de petróleo que estão garantidas em médio prazo, sendo que, com o passar dos anos menor sua disponibilidade.

O Balanço Energético Nacional (BEN) 2014 indica que, no Brasil, o consumo energético no ano 2013 foi de 260,2 Mega tonelada equivalente de petróleo (Mtep), o que resulta em um incremento de 2,9% em relação ao ano anterior. Referente às

fontes de energia, o petróleo e seus derivados representam 39,3% da oferta interna bruta de energia, que o situa como a principal fonte energética do país. O óleo Diesel, cuja atuação corresponde a 18,8% do consumo final de energia, é considerado um recurso estratégico (EPE, 2014).

Segundo o mesmo estudo, das fontes renováveis, a maior participação (16,1%) na oferta interna de energia do Brasil é da biomassa proveniente da cana-de-açúcar, utilizada na produção de etanol, visando reduzir o uso da gasolina nos motores ciclo Otto. Já para os motores ciclo Diesel, a utilização de biodiesel a partir do óleo de soja é a principal fonte utilizada para substituir parcialmente o óleo Diesel.

Sendo o Brasil modelo mundial na utilização de energia renováveis, é interessante observar que, no ano 2013 as emissões antrópicas, associadas à sua matriz energética, atingiram 459,00 Mega tonelada de dióxido de carbono (MtCO₂-eq), o que representa um incremento de 30,10 MtCO₂-eq (7%) em relação ao ano 2012. O setor de transporte foi o que contribuiu com a maior porcentagem destas emissões, 46,9% (EPE, 2014).

Para fazer frente a estes resultados, são necessárias novas políticas e estratégias relevantes para a redução dos gases do efeito estufa (GEE), diminuindo a queima de combustíveis fósseis (MAPA, 2011). Neste sentido, é importante a realização de mais pesquisas referentes à utilização de biocombustíveis e sua viabilidade técnica, sem afetar o desempenho dos motores.

Entre as propostas de combustíveis alternativos, a mistura de etanol no óleo Diesel está recebendo maior atenção, sendo incentivada sua utilização, nos motores ciclo Diesel (HANSEN; ZHANG & LYNE, 2005). Assim, faz-se necessário realizar pesquisas que contribuam para o conhecimento da utilização dessa mistura de combustível, e suas possibilidades de aplicação no Brasil.

1.1. Objetivo

1.1.1. Objetivo geral

Avaliar o desempenho e as emissões de um motor ciclo Diesel de um trator agrícola, utilizando misturas de óleo Diesel comum com etanol hidratado, como alternativa de biocombustível.

1.1.2. Objetivos específicos

- Avaliar o motor em bancada dinamométrica utilizando óleo Diesel comum e sua mistura com 3, 6, 9, 12 e 15% de etanol hidratado;
- Determinar, com cada combustível utilizado, os principais parâmetros de desempenho do motor, como: potência (kW), torque (N.m) e consumo específico de combustível (g/(kW.h));
- Calcular a reserva de torque (%), faixa de utilização (rpm) e índice de elasticidade do motor;
- Avaliar para cada combustível utilizado, as emissões de CO₂ (% de vol.), NO_x (ppm) e O₂ (% de vol.) do motor, assim como a opacidade (Valor k) e temperatura (°C) dos gases de escapamento;

1.2. Justificativa

As atividades desenvolvidas no setor agropecuário são consideradas de baixo consumo energético, quando comparadas ao setor industrial e de transportes. No ano 2013, o setor agropecuário foi responsável por 4,1% do total da energia consumida no Brasil (EPE, 2014). Porém, os efeitos das emissões dos gases de escape liberados na atmosfera pelos motores deste setor são considerados menos

importantes quando comparados aos emitidos por veículos de transporte, nos centros urbanos. Contudo, as emissões na agricultura contribuem para a contaminação do meio ambiente, sendo de suma importância adotar-se medidas que possibilitem diminuir sua intensidade.

Os tratores agrícolas são as principais máquinas utilizadas na agricultura, possuem motor ciclo Diesel e demandam energia para produzir potência. Como consequência, a combustão do óleo Diesel é fonte importante para as emissões dos gases poluentes. No Brasil, o número de tratores utilizados na agricultura vem aumentando, sendo vendidos nos últimos dez anos aproximadamente 417 mil tratores novos (ANFAVEA, 2014).

A utilização do etanol, adicionado ao óleo Diesel mineral, ajudaria a diminuir a dependência do combustível fóssil e as emissões de gases poluentes nos motores de tratores agrícolas. No entanto, existem dificuldades do ponto de vista técnico, principalmente pelo fato do etanol possuir um baixo número de cetano, baixa lubrificidade e pouca solubilidade no óleo Diesel mineral, assim como um inferior ponto de inflamação.

O motor a compressão não pode operar normalmente com a mistura óleo Diesel mineral-etanol, sem aditivos especiais (YILMAZ et al., 2005; YILMAZ & DONALDSON, 2007). A adição de biodiesel no combustível fóssil, como é oferecido atualmente no mercado brasileiro, poderia melhorar a solubilidade do etanol, mostrando um caminho promissor para formular novas misturas de biocombustíveis no óleo Diesel (KWANCHAREON; LUENGNARUEMITCHAI & JAIN-IN, 2007).

A utilização do etanol hidratado em mistura com o óleo Diesel comum, pelo seu conteúdo de água, é considerada uma condição adversa para operação do motor ciclo Diesel. Por este motivo, os teores de etanol utilizados nas misturas, neste trabalho são de até 15%, possibilitando que esta pesquisa seja realizada sem a necessidade de modificações mecânicas no motor.

2. Revisão bibliográfica

Ao longo dos anos as fontes de energia de origem fóssil têm demonstrado sua importância para a sociedade. Nesse sentido os combustíveis derivados do petróleo tornaram-se indispensáveis desde a introdução dos motores de combustão interna, sendo aplicados de forma direta ou indireta em todos os setores econômicos como a indústria, transporte e agricultura (GEVER et al., 1991).

Dentro do cenário atual, onde a matriz energética está baseada, principalmente, em recursos não renováveis, o consumo desta energia vem se incrementando rapidamente, sendo esperado, para o ano de 2020, que a demanda energética mundial alcance 180.000 GWh/ano (FERNANDO; HALL & JHA, 2006).

Frente à crescente demanda de energia, é evidente que as reservas das fontes não renováveis estão destinadas a se esgotar com o passar do tempo. Estudos relacionados com o período de utilização destas reservas indicam que ainda se têm garantidos 218 anos de utilização de carvão, 41 anos para o petróleo e 63 anos para o gás natural, considerando o ritmo atual de consumo energético (AGARWAL, 2007).

Estes resultados evidenciam o problema ocasionado pela dependência de combustíveis fósseis, os quais, no atual modelo energético, não são sustentáveis ao longo dos anos, podendo afetar o desenvolvimento das atividades produtivas do homem (AGEJAS, 1996). Com relação à agricultura, Martinez-Alier & Schupmann (1987), indicam que o principal problema da dependência de energia fóssil para a produção agrícola é que a porcentagem de consumo de combustível é maior que sua produção, o que produz risco e insegurança na produção de alimentos.

A maior demanda de energia do petróleo, pelo aumento da população mundial, níveis de vida e tecnologia nos países industrializados, junto à redução das reservas de petróleo e à situação social e política dos países extratores deste produto, fazem parte da complexa situação que influencia no preço do petróleo, que flutua constantemente (AGARWAL, 2007).

Na Figura 1 são apresentados os preços médios das importações do barril de petróleo de 24 países integrantes da *Organisation for Economic Co-operation and Development* (OECD). Por meio desta figura pode-se observar o incremento no

preço do barril de petróleo desde o início do ano 2000, em que o preço médio, nos países analisados, foi de USD \$ 28,39, sendo este valor incrementado até USD \$ 109,01 no ano 2013. No Anexo A encontram-se maiores detalhes referentes ao período analisado.

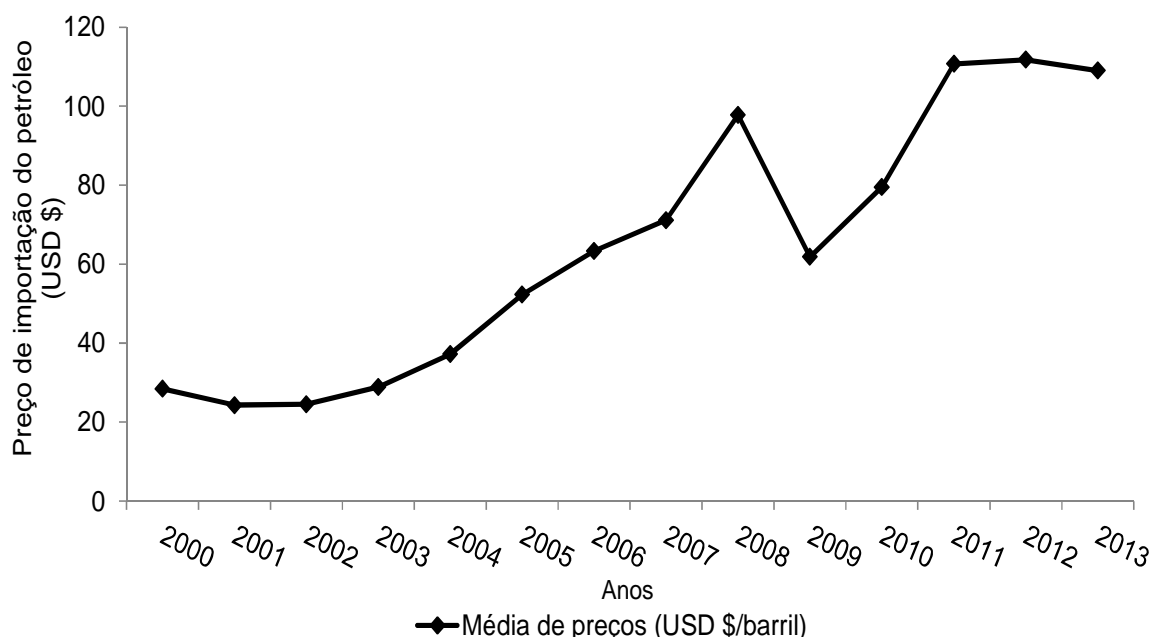


Figura 1 – Variação no preço de importação de petróleo.

Fonte: OECD (2014).

O incremento excessivo do preço do barril de petróleo foi um dos principais pontos da sua problemática, motivo pelo qual, frente a sua crescente demanda, originou em muitos países a adoção de medidas protecionistas, visando racionalizar seu consumo (TOMIC et al., 2013). Segundo Agarwal (2007), a comercialização de fontes de energia alternativas de origem renovável (biocombustíveis), tenta diminuir a dependência do petróleo, oferecendo mais opções aos usuários, ante a escassez dos combustíveis derivados do petróleo (óleo Diesel e gasolina).

Além dos problemas de escassez, no final do século passado foi enfatizado o problema de contaminação ambiental, associado à combustão dos derivados do petróleo, o qual atingiu caráter de crise global. Segundo Agejas (1996) a biosfera foi

colocada em perigo, como produto do desequilíbrio nos ecossistemas, ocasionados pela forma como nos relacionamos com o planeta.

O principal desequilíbrio, produto da combustão dos derivados do petróleo, acontece no ciclo do dióxido de carbono (CO_2), o qual existe em elevadas quantidades no meio ambiente, e contribui diretamente com o aquecimento global (GIAKOUMIS et al., 2013). Junto à emissão de CO_2 , outros gases como o dióxido de nitrogênio (NO_2), monóxido de nitrogênio (NO), óxidos de enxofre (SO_x) e material particulado (MP) são emitidos após a combustão e contribuem na formação de chuva ácida e destruição da camada de ozônio (AMOROSO et al., 2006).

Os gases, produto da combustão, além de terem implicações adversas no meio ambiente, também ocasionam problemas para a saúde humana, sendo seus efeitos relacionados, em longo prazo, à enfermidades com risco de câncer (TADANO et al., 2014). Em curto prazo, a emissão de óxidos de carbono (CO_x) em quantidades elevadas é fatal para o homem, enquanto que os óxidos nitrosos (NO_x) estão associados a enfermidades respiratórias, e o material particulado (MP) a irritação nos olhos e tosse (HOSSEINPOOR et al., 2005; MARTONEN & SCHROETER, 2003).

Na tentativa de solucionar estes problemas, o acordo internacional que mais se destaca é o Protocolo de Quioto, onde suas nações signatárias (191 países participantes) assumem o compromisso de reduzir a emissão de gases poluentes, procurando energias alternativas, renováveis e de menor impacto no ambiente. Para o Brasil, este compromisso não está quantificado (FRONDIZI, 2009).

Neste contexto global, com o incremento da demanda de energia, a escassez das reservas de petróleo, a preocupação do câmbio climático e as novas legislações ambientais, aumentou o interesse no estudo da aplicação de combustíveis alternativos para motores de combustão interna (AL-HASSAN; MUJAFET & AL-SHANNAG, 2012).

2.1. Etanol como combustível

A importância da cana-de-açúcar, no setor energético Brasileiro é reconhecida desde as primeiras crises do petróleo. Dada a sua importância, no dia

14 de novembro de 1975 foi criado o Programa Nacional do Álcool (Proálcool), visando atender as necessidades do mercado interno e externo além de impulsionar a produção agrícola da cultura da cana-de-açúcar (MENEZES, 1980).

Atualmente, na matriz energética do Brasil, a biomassa de cana-de-açúcar é a principal fonte de energia renovável, representando 16,1% do total da energia ofertada, superada somente pelo petróleo e seus derivados (39,3%) (EPE, 2014). A crescente demanda mundial de etanol como combustível, devido, principalmente a questões ambientais, vem estimulando seu incremento no mercado, o que favorecerá aos países com alta produtividade, como o Brasil (CRUZ, 2009).

Na Figura 2 se apresenta o nível mundial do aumento da produção de etanol com finalidade de combustível. No Anexo B encontram-se maiores detalhes do período analisado.

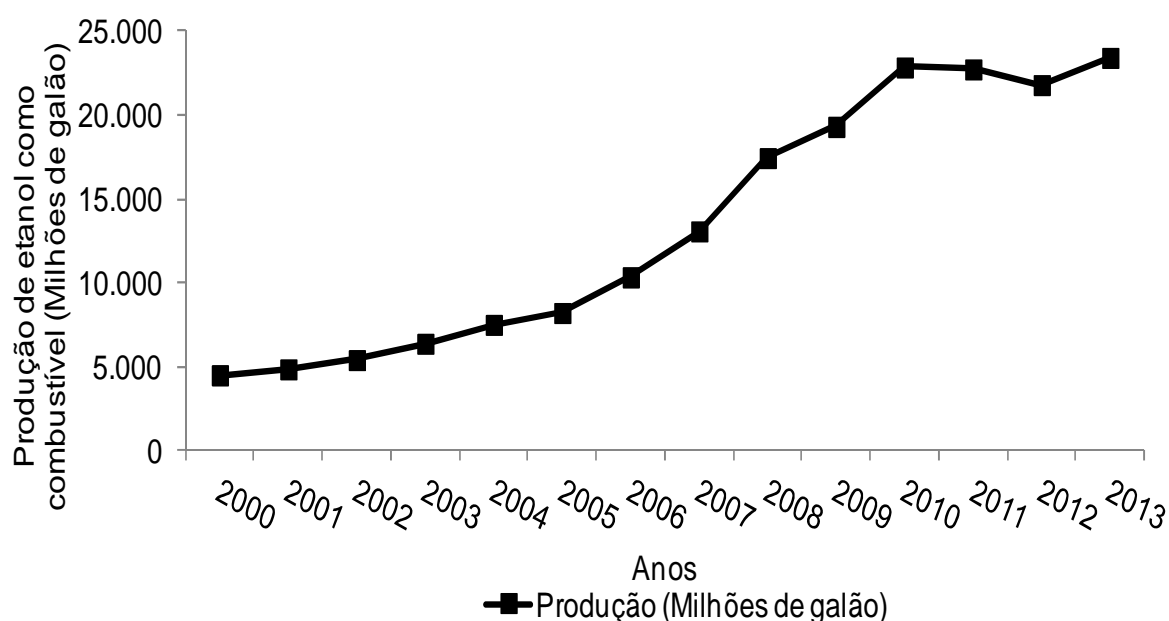


Figura 2 - Variação na produção mundial de etanol para combustível.

Fonte: Adaptado de EPI (2014).

No Brasil, o etanol é utilizado, como combustível para motores de combustão interna ciclo Otto. Recentemente foram promulgadas leis que promovem sua maior

utilização na mistura com a gasolina, fortalecendo sua presença no setor energético de veículos automotores.

A utilização do etanol como combustível oxigenado é importante na redução de emissões de gases poluentes (RAHIMI, 2009). No entanto, existem dificuldades na sua utilização visando substituir parcialmente o óleo Diesel em motores a compressão. Os principais inconvenientes para sua aplicação são as diferenças nas propriedades químicas e físicas entre os dois combustíveis.

Segundo Li et al. (2005), a adição de etanol no óleo Diesel gera, neste último, principalmente, modificações físico-químicas, redução notável no número de cetano, na viscosidade, no ponto de fulgor. Estas modificações alteram as características do jato de combustível injetado, a qualidade da combustão e as emissões do motor.

Os problemas na mistura entre o etanol e o óleo Diesel podem ser evitados com a adição de emulsionantes ou co-solventes, que atuam como um agente de ligação para produzir uma mistura homogênea, melhorando as propriedades físico-químicas da mistura (LAPUERTA; ARMAS & GARCÍA-CONTRERAS, 2007).

Atualmente, o biodiesel vem sendo estudado como potencial aditivo para melhorar a solubilidade do etanol no óleo Diesel, o que poderia favorecer sua lubricidade e mistura ao longo de um intervalo amplo de temperaturas (RIBEIRO et al., 2007; SHI et al., 2008).

Em alguns países já se está comercializando as misturas etanol-Diesel (ED) como combustível. Na Tailândia é utilizado 10% de etanol no óleo Diesel, assim como na Austrália, Suécia e EUA em que são utilizadas misturas com 15% de etanol (HANSEN; ZHANG & LYNE, 2005). Em referência à adição de etanol no óleo Diesel, estes autores indicam que até 20% do conteúdo total, pode ser adicionado, sem a necessidade de ter que realizar modificações mecânicas no motor. Já Shadidi et al. (2014), indica que pode ser adicionado como máximo 15%.

Diferentes pesquisas indicam que a utilização de uma porcentagem de etanol adicionada ao óleo Diesel, modifica o desempenho de um motor ciclo Diesel. Essa mistura implica em variações na potência, consumo específico de combustível, eficiência térmica, emissões e temperatura dos gases poluentes.

Ajav, Singh & Bhattacharya (1999), utilizando misturas de ED com 20% de etanol, não encontraram diferença significativa para a potência, em relação ao óleo Diesel comum, tendo um incremento no consumo específico de combustível de 9%. Os mesmos autores indicam que a temperatura dos gases de escape e a emissão

de gases NO_x foram menores utilizando a mistura ED, evidenciando a relação direta entre a temperatura na combustão e as emissões de gases NO_x .

Rahimi et al. (2009), indica que adicionando o etanol no óleo Diesel, a potência e o torque do motor diminuem como consequência do menor poder calorífico da mistura, número de cetano e atraso na ignição ao utilizar esta mistura (ED). Além destes resultados, os autores destacam a diminuição do teor de enxofre, CO e hidrocarbonetos (HC) pela adição do etanol no óleo Diesel. Kass et al. (2001) indica que o etanol tem um ótimo potencial para diminuir a quantidade de material particulado, o que pode ser explicado pela maior presença de oxigênio, o que reduz a possibilidade de formação de mistura rica.

As emissões de CO e CO_2 estão relacionadas à qualidade da combustão. Quando se produz uma combustão incompleta, aumentam as emissões de CO, enquanto que para uma combustão mais completa, maior a emissão de CO_2 (SAYIN, 2010). A temperatura dos gases de exaustão foi estudada por Al-Farayedhi, Al-Dawood & Gandhidasan (2004), indicando que na utilização das misturas de ED, a temperatura dos gases de escape é menor em relação à temperatura alcançada utilizando somente óleo Diesel. Este resultado, segundo os autores, é explicado pela menor temperatura produzida durante a combustão da mistura ED.

2.2. Motores utilizados em tratores agrícolas

Os motores de combustão interna têm como objetivo transformar, por meio da combustão, a energia química dos combustíveis em energia mecânica, permitindo com esta, a realização de diferentes trabalhos (GIACOSA, 1980; MIALHE, 1996).

Com este conceito, no ano 1900 em Paris, o Dr. Rudolf Diesel apresentou com sucesso seu motor de ignição por compressão, utilizando como combustível óleo de amendoim, afirmando que a utilização de seu motor com este tipo de energia renovável ajudaria consideravelmente no desenvolvimento da agricultura. O Dr. Diesel faleceu em 1913, sendo seu motor modificado para operar com o óleo Diesel, como é conhecido atualmente (BRYANT, 1976).

O motor de ignição por compressão ou ciclo Diesel (em reconhecimento a seu criador), está bastante difundido ao redor do mundo, sendo utilizado diariamente, no

meio rural e urbano, pelo qual dificilmente será substituído, em pouco tempo, por outro sistema de transformação de energia (LILJEDAHN et al., 1996).

Na agricultura, o trator agrícola é sem dúvida a principal máquina autopropelida, sendo utilizado para diferentes trabalhos, motivo pelo qual é considerado como uma máquina polivalente. O motor do trator, além da sua transmissão, é um dos componentes que melhor o caracteriza, sendo suas especificações de potência, torque e consumo específico, uma das bases para os usuários na aquisição do trator (BEDOSTI, 1984; MÁRQUEZ, 2012; FARIAS, 2014).

Atualmente os tratores agrícolas vêm equipados, na maior parte dos casos, com motores de ciclo Diesel de quatro tempos. Pelas circunstâncias em que são realizados os trabalhos com o trator, o motor se encontra submetido a cargas elevadas e variáveis, motivo pelo qual seus principais componentes como o bloco, virabrequim, bielas, pistões e válvulas são mais robustos e reforçados em comparação aos destinados à indústria automobilística (ORTIZ-CAÑAVATE, 2012).

Para trabalhar na agricultura, o motor do trator, ou motor de uso agrícola, deve possuir algumas características particulares, as quais os principais fabricantes de motores conhecem e dominam perfeitamente, conseguindo assim, desenvolver séries de motores para atender diferentes demandas de potência, mantendo o bloco e o número de cilindros, mudando apenas configurações de diâmetro e curso do pistão e sistema de alimentação de combustível e ar.

Em referência a isto, Márquez (2012) indica que o motor agrícola se caracteriza por ter um baixo regime de rotação em funcionamento, elevada relação curso/diâmetro e uma velocidade do pistão inferior a 10 m.s^{-1} . Para motores de três a seis cilindros, o volume deslocado pelo motor se encontra entre 0,9 e 1,4 litros/cilindro, a potência específica entre 8,0 e 25 kW.L^{-1} , e graças à sobre alimentação do motor, os fabricantes conseguem aumento de potência para um mesmo volume deslocado.

O mesmo autor indica que, em funcionamento, o motor de um trator agrícola se caracteriza por ter a potência máxima localizada entre os 2000 a 2500 rpm, o torque máximo aproximadamente a 65% da rotação nominal e a rotação máxima em vazio entre 150 a 200 rpm acima da rotação nominal.

Com relação aos materiais que são utilizados nos motores agrícolas, a possibilidade de utilizar materiais cerâmicos que possuem alta resistência ao calor assim como propriedades de anti-desgaste e anti-corrosão, permitiriam operar o

motor a temperaturas mais elevadas, incrementando sua eficiência térmica em relação ao motor de metal convencional (LILJEDAHN et al., 1996; ORTIZ-CAÑAVATE, 2012).

Os materiais, manutenções e forma de operar o trator influenciam no tempo de vida do motor, o qual, segundo a ASAE D497.5 (2006), é de 12.000 e 16.000 horas para tratores tração simples (2WD) e tração integral (4WD), respectivamente. Na Figura 3 apresentam-se os principais componentes de um motor de combustão interna ciclo Diesel.

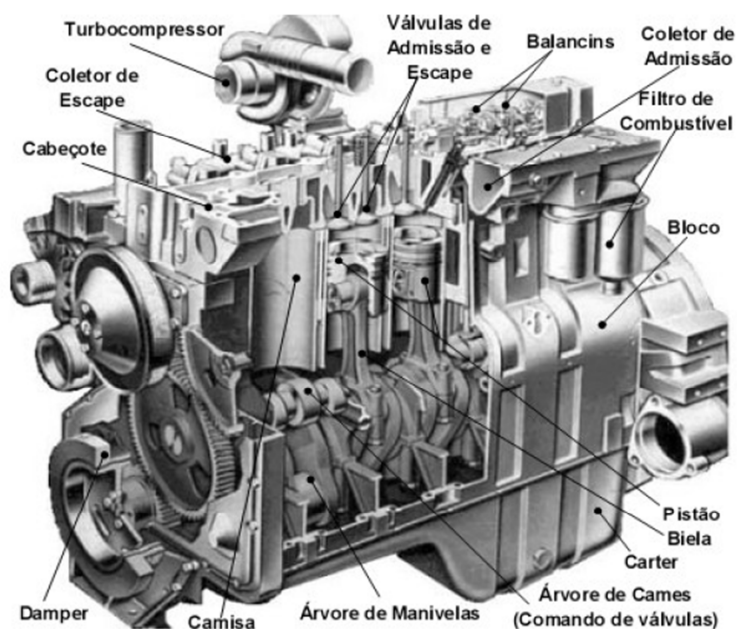


Figura 3 - Motor de combustão interna ciclo Diesel.

Fonte: Fonseca (2007).

2.2.1. Princípios de funcionamento

O principal objetivo do motor, para conseguir um ótimo desempenho, é admitir a maior quantidade possível de ar no cilindro para, posteriormente, ser misturado com o óleo Diesel injetado e conseguir uma combustão de qualidade. Para admitir

maior quantidade de ar, a razão de compressão do motor varia entre 15:1 a 21:1, sendo maior que a razão dos motores ciclo Otto (MIALHE, 1980).

Para explicar o processo de combustão nos motores ciclo Diesel, Guibet (1999) indica que a combustão da mistura óleo Diesel-ar, na câmara de combustão, acontece por autoignição quando as condições de pressão e dosagem desta mistura são as necessárias para iniciar uma reação química.

Para o motor conseguir seu objetivo de transformar a energia química em mecânica, tem que realizar uma série de operações consecutivas em duas voltas do virabrequim, definido como ciclo. O motor Diesel completa cada ciclo em quatro tempos (admissão, compressão, combustão e escape) sendo sua eficiência maior em relação ao ciclo Otto, devido à sua maior razão de compressão e a fatores associados a esta como volume deslocado, ar admitido e rendimento volumétrico (GOERING,1992).

Cada um dos quatro tempos do ciclo Diesel está relacionado com o curso do pistão. O curso do pistão é a distância percorrida entre o ponto morto superior (PMS), quando o pistão está na parte superior do cilindro, até o ponto morto inferior (PMI), quando o pistão se encontra na parte inferior do cilindro.

O estudo dos ciclos do motor apresenta numerosas variáveis, devido a que durante sua execução acontecem uma série de transformações químicas e físicas referentes à mistura entre o óleo Diesel e o ar. Resultante destas complexidades são utilizados aproximações teóricas para explicar com bastante semelhança o que acontece nas condições reais destes ciclos (GIACOSA, 1980).

Os quatro tempos do motor que conformam o ciclo teórico Diesel são descritos no quadro 1.

(continua)

Tempo	Característica
Admissão	O pistão inicia seu curso descendente do PMS ao PMI. O cilindro é enchido com ar puro que entra pela válvula de admissão, quando o pistão se desloca até o PMI.

(Conclusão)

Compressão	Com as válvulas de admissão e escape fechadas e o pistão se desloca desde o PMI até o PMS, tendo como resultado a compressão do ar. Nessa condição a temperatura é elevada até aproximadamente 700 °C. Pouco antes do final da compressão começa a injeção de óleo Diesel. Este processo é adiabático.
Expansão	Com as válvulas de admissão e escape ainda fechadas. O óleo Diesel injetado na câmara produz a explosão. Com a ignição formam-se os gases de combustão que vão empurrar o pistão até o PMI, fazendo girar o virabrequim e movimentando o motor. Neste momento a energia do combustível, transforma-se em energia mecânica.
Escape	Antes do pistão alcançar o PMI, abre-se a válvula de escape por onde os gases serão descarregados para a atmosfera. Devido à energia cinética do volante, o pistão sobe do PMI ao PMS, completando seu ciclo, expulsando os gases da combustão (escape forçado).

Quadro 1 – Características dos quatro tempos do ciclo Diesel teórico.

Fonte: Adaptado de Rache (2004).

O processo real em um motor resulta em um desempenho ou eficiência consideravelmente menor do que é indicado pela análise ideal. As diferenças são devido ao fato de que as suposições realizadas para a análise do ciclo de padrão de ar não são verdadeiras para o ciclo real. Todo o gás não é ar, o calor específico não é constante, reações químicas ocorrem durante o ciclo, e a transferência de calor ocorre por meio das paredes do cilindro (LILJEDAHL et al., 1996).

Fazendo um balanço das perdas de energia do motor, Márquez (2012) indica que do total teórico de energia, somente 42% é convertido em energia mecânica, sendo perdida 58% da energia através dos gases de escape e sistema de arrefecimento. Adicionalmente, devido ao atrito se estima uma perda de 9%, o que resulta finalmente em uma eficiência do motor de 33%.

2.2.2. Parâmetros de desempenho

Das informações básicas que necessita o usuário de um motor de trator agrícola para sua utilização, destacam-se por sua importância, a potência e o torque máximo, assim como a informação das respectivas rotações. Estes valores permitem, por meio da experiência ou através de cálculos de dimensionamento, a escolha do trator adequado, com as características apropriadas, para executar um determinado trabalho. Como fator econômico, o conhecimento do consumo de combustível do motor também é importante.

Como produto da combustão do óleo Diesel, o motor é capaz de gerar potência. Do ponto de vista físico, a potência é a quantidade de trabalho que o motor pode realizar em um determinado período de tempo, sendo sua unidade no sistema internacional de medidas o quilowatt (kW) (BEDOSTI, 1984).

O mesmo conceito, mas expressado de outra forma, indica que a potência é a multiplicação entre força e velocidade. Deste modo pode-se estabelecer relações entre a potência requerida pelo motor do trator, para um determinado trabalho de tração (força) a uma determinada velocidade de operação (MÁRQUEZ, 1990).

No motor podem ser definidos diferentes tipos de potência como a potência teórica, indicada e de atrito (GOERING,1992). A potência teórica é a que seria alcançada se toda a energia do combustível fosse transformada em energia mecânica. A potência indicada é calculada a partir da integração da pressão dos gases da combustão sobre a cabeça do pistão, o volume deslocado e a rotação do motor. Ainda segundo o autor, a potência de atrito é a que o motor consome para superar o atrito entre suas peças e para acionar alguns acessórios, como a bomba de óleo lubrificante, ventilador e o alternador.

De acordo com Mialhe (1980), o torque pode-se definir como um momento que tenta produzir ou que produz rotação; é o produto de uma força por uma distância comumente chamada braço de torque. No caso de motores, a pressão dos gases da combustão exerce uma força, que gera o deslocamento do pistão desde o PMS até o PMI. Essa força multiplicada pela distância entre o pino do virabrequim e o pino do pistão, é denominada como torque.

Para realizar a medição do valor do torque nos motores são utilizados os dinamômetros, ou freios dinamométricos. A unidade de medição indicada pelo sistema internacional para o torque é o Newton-metro (N.m) (BEDOSTI, 1984).

Outros parâmetros de avaliação de desempenho do motor, derivados do conhecimento dos valores de torque máximo, nominal e suas respectivas rotações são a reserva de torque, a faixa de utilização e o índice de elasticidade (MIALHE, 1980). Estes parâmetros caracterizam o comportamento do motor frente a uma sobre carga momentânea, sendo desse grupo, a informação da reserva de torque a mais difundida pelos fabricantes de motores de tratores agrícolas.

A reserva de torque define a capacidade de resposta do motor à medida que ocorre uma diminuição na rotação, resultado de uma sobrecarga momentânea, sendo seu valor indicado em porcentagem. Quanto maior a reserva de torque do motor, melhor sua adequação para diversas operações agrícolas (FARIAS, 2014).

Na literatura, diferentes valores de reserva de torque são considerados aceitáveis. Mialhe (1996) indica que em motores de tratores agrícolas com sistema de injeção mecânica de combustível, seu valor deve de ser no mínimo 10%. Segundo Bedosti (1984) os valores aceitáveis de reserva de torque devem de estar entre 15 e 20%. Para tratores com injeção eletrônica de combustível este valor é mais elevado, conseguindo atingir 35% de reserva de torque (MÁRQUEZ, 2012)

O consumo de combustível do motor varia segundo sua eficiência, volume deslocado e cargas aplicadas, ou seja, um motor grande com muita carga aplicada, sempre vai consumir mais combustível do que um motor pequeno operando com pouca carga (GOERING, 1992). O consumo pode ser expresso de forma horária (L/h) ou específica (g/(kW.h)), sendo esta última a mais indicada para estabelecer comparações entre diferentes motores.

O consumo específico de combustível expressa o desempenho econômico de um motor e é considerado um indicador extremamente importante do nível de avanço tecnológico e econômico de máquinas de trabalho (DURKOVIC & DAMJANOVIC, 2006). Segundo Márquez (2012) o consumo específico mínimo de combustível de um motor de trator agrícola está ao redor dos 230 g/(kW.h).

2.3. Ensaio em tratores agrícolas

O desempenho do trator agrícola pode ser indicado de diversas formas. Os critérios para descrever a melhor forma como avaliar seu desempenho dependem principalmente da utilização pretendida para o trator (LILJEDAHL et al., 1996).

O parâmetro desempenho é uma grandeza, dimensional ou adimensional, inerente do comportamento da máquina, cujo valor numérico é uma medida de grau de qualidade, de intensidade, da precisão, da eficiência, etc, com que a máquina cumpre sua finalidade, sob dada condição padrão de operação (MIALHE, 1996).

De acordo com este conceito, faz-se evidente a necessidade de ensaiar as máquinas agrícolas, sendo um de seus principais benefícios a obtenção de informações confiáveis, tanto para os fabricantes como para os usuários destas máquinas. A complexidade de algumas máquinas e do meio onde se desenvolvem dificulta a realização de um procedimento de ensaio simples (MÁRQUEZ, 2012).

Os ensaios caracterizam-se por seguir um padrão estabelecido, visando avaliar o desempenho de uma máquina sob determinadas condições, obtendo como resultados valores quantitativos. São requisitos fundamentais de um ensaio, a comparabilidade, reprodutibilidade e confiabilidade (MIALHE, 1996)

Os ensaios como fontes importantes de informações podem ser conduzidos em três tipos de ambientes: no laboratório, no campo e em dispositivos de simulação (DONALDSON, 1970). O autor explica ainda que em condições de laboratório os ensaios de máquinas são realizados em uma bancada específica, instrumentada, como é o caso dos motores agrícolas.

Nos tratores agrícolas, cuja principal função é a tração, uma avaliação importante é a que resulta no ensaio de potência em tração. Os diferentes tipos de solos, rodas e rugosidade nas pistas de ensaio dificultam a uniformidade dos resultados, colocando em discussão sua confiabilidade (MÁRQUEZ, 2012). Ainda segundo o autor, uma alternativa a este inconveniente, é o ensaio de desempenho

do motor, medido na tomada de potência (TDP) do trator, o qual apresenta a vantagem de ser rápido, econômico e não precisa desmontar o motor do trator.

Os ensaios de tratores agrícolas têm que se adaptar à constante evolução da tecnologia e aos novos interesses da sociedade, nesse sentido, Sharkey et al. (2000) indica que vários fatores podem ser considerados ao avaliar o motor de um trator agrícola, destacando os níveis de vibração e ruído, assim como as emissões de gases poluentes produto da combustão no motor.

2.3.1. Ensaio de desempenho na TDP

Segundo Mialhe (1996), por meio deste tipo de ensaio, a TDP do trator é avaliada como um dos elementos que fornece potência. Segundo o autor, este tipo de avaliação indireta possibilita conhecer o desempenho do motor.

Para realizar este tipo de avaliação é necessária a utilização do dinamômetro. Segundo Liljedahl et al. (1996), o dinamômetro é um equipamento por meio do qual é determinado o torque e a velocidade angular do motor, desta forma se pode calcular a potência do motor. Segundo Stone (1999) o dinamômetro é o equipamento mais importante dentro de um banco de provas do motor.

Atualmente, os dinamômetros podem trabalhar de forma integrada com um fluxômetro, possibilitando determinar o consumo horário de combustível do motor para uma determinada rotação. Utilizando este resultado e a potência calculada pelo dinamômetro, é obtida a informação do consumo específico de combustível.

Para realizar o ensaio de desempenho na TDP são utilizadas normas internacionais apresentadas no quadro 2. No Brasil a norma de ensaio ISO 1585, foi adotada de forma integral pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

(Continua)

Norma	Pressão atm. (bar)	Temp. amb. (°C)	Potência obtida (%)
SAE J1995	1	25	111
ISO 14396	0,99	25	107
SAE J1349	1	25	104

(Conclusão)

Norma	Pressão atm. (bar)	Temp. amb. (°C)	Potência obtida (%)
ECE R24	0,99	25	104
DIN 70020	1	25	100
80/1269/CEE	0,99	25	99
97/68/CE	0,99	25	107
ISO 1585	1	25	-

Quadro 2 – Normas de ensaio de potência e suas diferenças.

Fonte: Adaptado de Márquez (2012).

As principais diferenças entre as normas estão no procedimento de ensaio. Segundo a norma DIN, para calcular a potência, o motor deve de estar com todos seus componentes conectados (alternador, filtro de ar, bomba d'água, etc.). A potência obtida por esta norma pode ser considerada como líquida, representando a potência verdadeiramente fornecida pelo motor (100%).

Ainda no quadro 2, pode-se observar que a potência obtida a partir da norma SAE J1995, alcança valores 11% maiores que a norma DIN. A diferença está em que na norma SAE J1995, o motor é ensaiado sem seus componentes, resultando em um incremento no valor da potência. Esta potência é definida como bruta.

Outra diferença nos ensaios é devida aos fatores atmosféricos padrões, motivo pelo qual no momento de calcular a potência com o dinamômetro, sob qualquer norma, devem ser considerados os fatores de correção atmosféricos e de motor, sendo que este último depende das características particulares do motor.

Desta forma surgem dois conceitos adicionais de potência aos já mencionados no item 2.3.2 deste trabalho. O primeiro deles é a potência observada, que segundo Mialhe (1996) é a potência calculada com o dinamômetro. Ainda segundo o autor, quando a potência observada é reduzida ou corrigida para as condições atmosféricas padrão, se obtém o que se denomina potência reduzida. A partir desta potência multiplicada pela relação de transmissão motor-TDP e pela porcentagem de perdas nessa transmissão, é obtida a potência indicada do motor.

Ao calcular a potência do motor por meio da TDP do trator, aparece um questionamento pelo valor das perdas que acontecem na transmissão de potência entre o motor e a TDP. Com respeito a este assunto, Márquez (2012), indica que a perda na transmissão de potência desde o motor até a TDP está entre 4 e 12%. Segundo ASAE D497.5 (2006) se pode considerar como 10% o valor da perda.

Na Figura 4 é apresentado o esquema de um teste de desempenho na TDP, realizado no Laboratório de Agrotecnologia da UFSM.

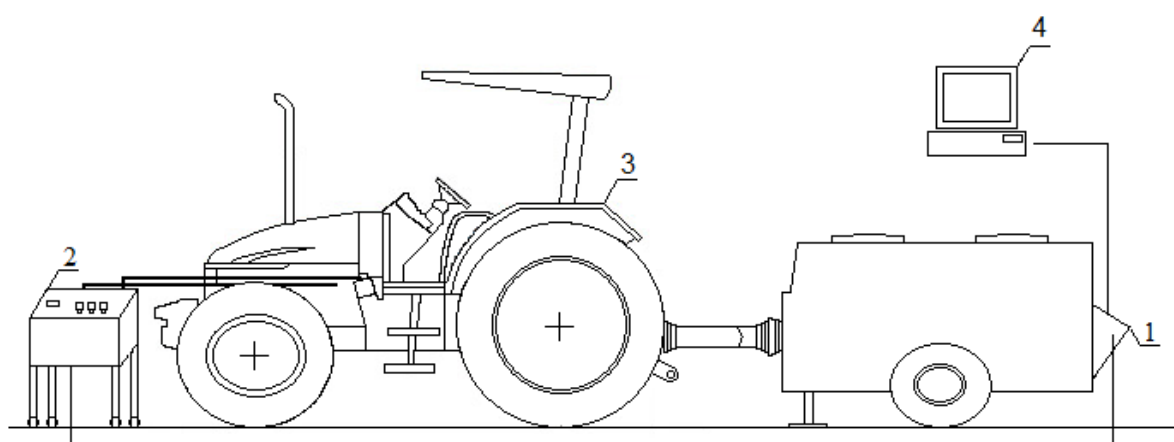


Figura 4 – Representação esquemática de um teste de desempenho na TDP de um trator agrícola (1. dinamômetro elétrico, 2. fluxômetro, 3. trator agrícola 4. software gerenciador).

2.3.2. Ensaio de emissões de poluentes do motor

Existe uma crescente preocupação pelas emissões de poluentes dos tratores agrícolas e seu impacto no ambiente. Frente a isto, se faz importante o conhecimento dos valores destas emissões e portanto, a realização de ensaios é necessária para quantificar estes valores (HANSSON; NORÉN & BOHM,1999).

Os ensaios de emissões de motores são realizados em bancada dinamométrica e estão baseados em normas internacionais, as quais indicam os

modos ou pontos de avaliação no motor, para determinar um valor representativo da emissão dos principais gases poluentes e material particulado do motor.

Segundo a norma ISO 8178-1 (2006), a avaliação das emissões de motores para máquinas de operação fora de estrada é mais complicada em relação aos motores automotivos devido à sua diversidade de aplicações.

Neste tipo de ensaio, os modos de operação são muito importantes e fazem referência a determinados pontos de avaliação, os quais são localizados com ajuda do dinamômetro a partir de rotações do motor e carga aplicadas, ambas conhecidas. Com relação ao modo de operação, Hedbom (1994) indica que a quantidade de emissões de um motor Diesel, em relação a determinado tipo de combustível, depende principalmente da rotação do motor e da carga aplicada sobre este.

Os ensaios das emissões dos motores utilizados em tratores agrícolas são, em geral, realizados conforme as normas ECE R49 ou ISO 8178 – C1. Na primeira destas normas, as emissões são medidas em 13 modos do motor, enquanto que na norma ISO, as medições são realizadas em oito. Segundo estas normas, cada resultado obtido em um modo tem um fator de ponderação, sendo convertidos a um único valor. No Brasil, a ABNT, adotou estas duas normas, porém a primeira delas sob o nome de ABNT 14489.

Para coletar e analisar os gases de escape, no cano de descarga, é necessário utilizar equipamentos específicos. No caso do material particulado estes são coletados e analisados por meio de um equipamento denominado opacímetro, enquanto que os gases poluentes como CO_x , NO_x , HC e SO_x , por meio de analisadores de gases.

Os opacímetros são definidos como equipamentos utilizados para realizar a medição do conteúdo de material particulado presente na fumaça dos gases produzidos pela combustão, através da absorção de luz (ABNT NBR 12897, 1993). A absorção de luz faz referência à quantidade de luz absorvida ou desviada por uma partícula, deste modo, utilizando um emissor e um receptor de luz, o opacímetro estima a quantidade de partícula presente nos gases de escape.

Existem dois tipos de opacímetros, utilizados para estes ensaios, o de fluxo total, instalado no cano de descarga, que analisa a totalidade dos gases de escape, e o opacímetro de fluxo parcial ou de amostragem, o qual, por meio de uma sonda coleta uma amostra dos gases no cano de descarga e os leva até o equipamento para serem analisados (ISO 8178-1, 2006). A mesma norma indica as características

e especificações que deve ter um analisador de gases, destacando que as análises dos mesmos são realizadas por meio de tecnologia de infravermelho e sensores eletroquímicos.

Na Figura 5 apresenta-se o esquema de um teste de emissões de gases poluentes do motor, realizado no Laboratório de Agrotecnologia da UFSM.

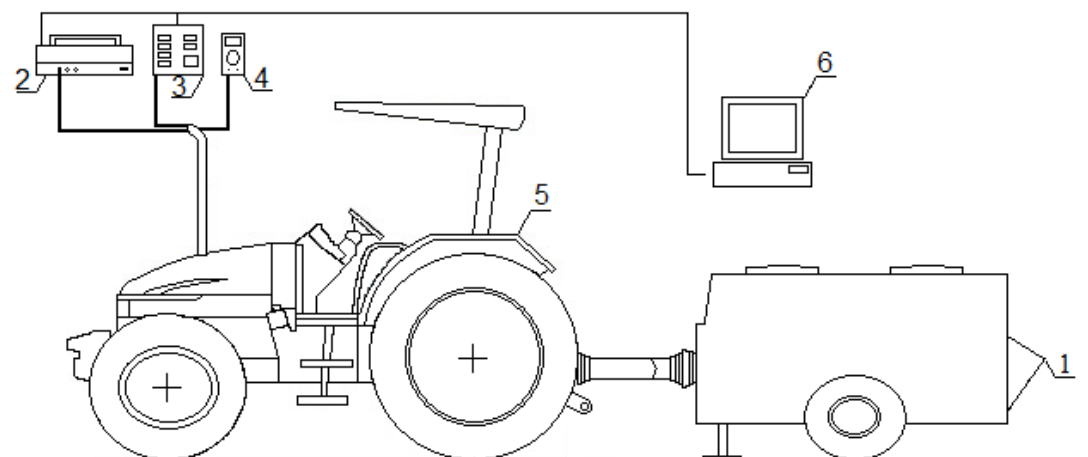


Figura 5 – Representação esquemática de um teste de emissões de um motor de um trator agrícola (1. dinamômetro elétrico, 2. Opacímetro, 3. Analisador de gases, 4. Termopar, 5. trator agrícola, 6. software gerenciador).

3. MATERIAL E MÉTODOS

Neste capítulo são detalhados os equipamentos e a metodologia utilizada nos experimentos dinamométricos do motor e de emissões de gases de escape do motor. Estes experimentos estão baseados em normas de ensaio voltadas à avaliação de tratores agrícolas. Também será informado como foi realizada a análise dos resultados. Os trabalhos foram conduzidos no Laboratório de Agrotecnologia (AGROTEC), no Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas (NEMA) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM).

3.1. Materiais

3.1.1. Combustíveis

Para realizar os experimentos, foram utilizados como combustíveis, no motor do trator, o óleo Diesel mineral B5 (testemunha) e suas misturas em volume com diferentes teores de etanol hidratado proveniente de cana-de-açúcar. As misturas foram preparadas, no laboratório do AGROTEC, momentos antes de cada experimento, sendo para isto utilizadas provetas graduadas de 1000, 500 e 100 ml. Os diferentes combustíveis utilizados foram:

- B5: Óleo Diesel mineral S500 com 5% de biodiesel (sem mistura de etanol).
- ED3: B5 com conteúdo de 3% de etanol hidratado.
- ED6: B5 com conteúdo de 6% de etanol hidratado.
- ED9: B5 com conteúdo de 9% de etanol hidratado.
- ED12: B5 com conteúdo de 12% de etanol hidratado.
- ED15: B5 com conteúdo de 15% de etanol hidratado.

Para alimentar o motor com cada um dos combustíveis, foi utilizado um tanque externo de plástico com 20 litros de capacidade volumétrica (Figura 6). O óleo Diesel B5 e o etanol hidratado foram adquiridos na rede de abastecimento automotivo local.



Figura 6 – Recipiente utilizado como depósito externo de combustível.

3.1.2. Trator agrícola

Para os experimentos foi utilizado um trator agrícola da marca Massey Ferguson modelo MF 4291 cabinado (Figura 7), fabricado no ano 2012, com aproximadamente 148 horas de uso. O motor ciclo Diesel deste trator é da marca Perkins, modelo 1104A-44T, de quatro tempos e sistema de injeção com bomba alimentadora de combustível do tipo rotativa. O motor possui quatro cilindros verticais em linha, fornecendo uma potência nominal, segundo fabricante, de 77,21 kW (105 cv) e um torque máximo de 400 N.m (44,77 kgf). Para maiores especificações técnicas do motor pode-se visualizar a Tabela 1:



Figura 7 – Trator agrícola Massey Ferguson modelo MF4291.

Quadro 3 - Especificações do motor Perkins, modelo 1104A-44T.

Especificações do motor Perkins 1140A-44T	
Potência máxima (ISO 14396)	77,21 kW (105 cv)@2.200 rpm
Torque máximo (ISO 14396)	400 N.m (40,77 kgf)@1.400 rpm
Rotação nominal	2.200 rpm
Tipo de bomba de injeção/Marca	Mecânica rotativa/Delphi
Número de cilindros/Volume (L)	4 / 4,4
Aspiração de ar	Turbo alimentado
Diâmetro interno do cilindro (mm)	105
Curso do pistão (mm)	127
Razão de compressão	18,23:1
Dimensões (mm)	
Comprimento	786
Largura	558
Altura	947
Peso (kgf)	372

Fonte: Adaptado do manual do operador MF4200.

3.1.3. Bancada dinamométrica móvel

Para realizar os experimentos dinamométricos do motor do trator, utilizando as diferentes misturas de combustíveis, foi utilizado um dinamômetro móvel de correntes parasitas, marca EGGERS modelo PT 301 MES (Figura 8). Este dinamômetro possui um módulo de controle com visor de cristal líquido onde são exibidos os valores de torque, potência e rotação na TDP, segundo a carga aplicada pelo dinamômetro. O módulo também possui comandos que possibilitam selecionar configurações da forma de realizar o experimento, manual ou automática. Na Tabela 2 são apresentadas as especificações técnicas do dinamômetro.



Figura 8 - Dinamômetro móvel EGGERS modelo PT 301 MES.

Quadro 4 - Especificações do dinamômetro EGGERS, modelo PT 301 MES.

(Continua)

Especificações do dinamômetro EGGERS/PT301 MES	
Sistema de freio	Dois freios por corrente parasita
Arrefecimento	Ar
Potência máxima contínua (kW/cv)	551/750

(Conclusão)

Especificações do dinamômetro EGGERS/PT301 MES	
Máxima rotação (rpm)	2.500
Máximo Torque (N.m)	5.800
Precisão	< 1%
Dimensões (mm)	
Comprimento	3100
Largura	1800
Altura	1580
Peso (kgf)	1.292

Fonte: Adaptado de Machine manual Dynamometer PT 301MES.

Os experimentos foram configurados a partir de um computador portátil por meio do aplicativo EGGERS *Power control*, onde são indicadas as rotações inicial, final e o intervalo de medição. Já para a correção da potência calculada são inseridos os valores de pressão atmosférica e temperatura local. A comunicação entre o computador e o dinamômetro pode ser via cabo ou *Bluetooth*. Ao finalizar cada experimento, o aplicativo apresenta uma tabela com os resultados de torque, potência e rotação do motor, assim como um gráfico das curvas de torque e potência.

3.1.4. Fluxômetro de combustível

Durante a realização dos experimentos dinamométricos, o consumo de combustível do motor foi obtido por meio do fluxômetro marca EGGERS modelo FM3-100, que tem uma capacidade máxima de medição de até 100 litros/hora (Figura 9). O fluxômetro possui um rotor interno que gira com a passagem do combustível, sendo que para cada 1 cm³ medido é registrado um pulso elétrico, realizando a medição do consumo instantâneo de combustível. O esquema de

funcionamento do fluxômetro é apresentado no Anexo C. A Tabela 3 mostra suas especificações técnicas.



Figura 9 - Fluxômetro EGGERS modelo FM3-100.

Quadro 5 - Especificações do fluxômetro EGGERS, modelo FM3-100.

Especificações do fluxômetro EGGERS/FM3-100	
Voltagem/tensão	230V/50Hz
Pressão de trabalho	De 0 – 10 bar
Bomba elétrica	Para admissão de combustível.
Arrefecimento do combustível	Com radiador.
Módulo de controle	Comandos de controle e visor de cristal líquido.
Dimensões (mm)	
Comprimento	500
Largura	460
Altura	585
Peso (kgf)	40

Fonte: Adaptado de Machine manual Dynamometer PT 301MES.

Como o fluxômetro e o dinamômetro provém do mesmo fabricante, há uma total compatibilidade entre ambos podendo a ligação ser feita através de um cabo de envio dados. Trabalhando em conjunto, a aquisição dos valores de consumo de combustível é realizada simultaneamente à rotação e ao torque do motor, por meio do *software* EGGERS *Power control* (Figura 10). Na tabela de resultados do aplicativo são adicionados os valores obtidos de consumo específico e horário de combustível, assim como, o gráfico da curva de consumo específico do motor.

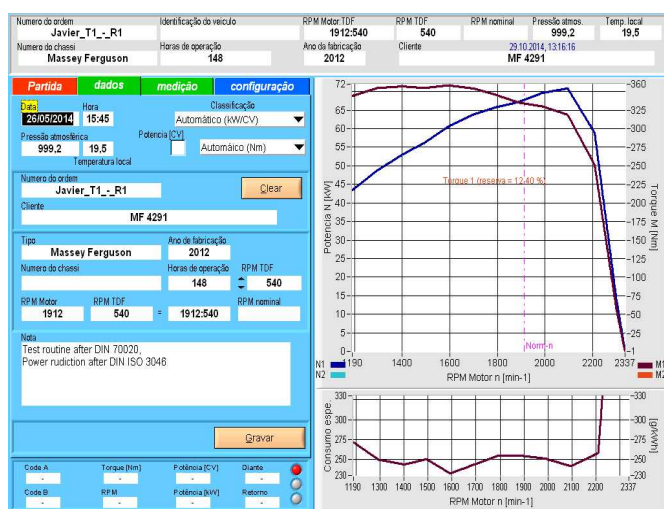


Figura 10 - Software EGGERS *Power control*.

3.1.5. Analisador de gases poluentes do motor

Para os experimentos de emissões de poluentes do motor, foi utilizado o analisador de gases infravermelho da marca Saxon, modelo Infralyt ELD (Figura 11). Este equipamento determina por meio de uma amostra coletada no escapamento do motor do trator, as quantidades emitidas de: CO (ppm), HC (ppm), NO (ppm), NO₂ (ppm), O₂ (% vol.) e CO₂ (% vol.), geradas durante a combustão. Os gases, para serem analisados, são conduzidos até o equipamento através de uma sonda desde o cano de descarga, passando previamente por um filtro em linha para evitar o

ingresso de material particulado de grande diâmetro no interior do analisador. As especificações técnicas do equipamento são apresentadas na Tabela 4.



Figura 11 – Analisador de gases Saxon modelo Infralyt ELD.

Quadro 6 - Especificações do analisador Saxon modelo Infralyt ELD.

(Continua)

Especificações do fluxômetro EGGERS/FM3-100	
Voltagem/tensão	230V/50Hz
Faixas de medição	CO: 0 – 2000 ppm vol. CO ₂ : 0 – 20 % vol. HC: 0 – 2000 ppm vol. NO: 0 – 2500 ppm vol. NO ₂ : 0 – 500 ppm vol. O ₂ : 0 – 22 % vol.
Cabo de dados	RS232 e USB universal
Precisão do equipamento	< 3%
Dimensões (mm)	

(Conclusão)

Especificações do fluxômetro EGGERS/FM3-100	
Comprimento	430
Largura	294
Altura	260
Peso aproximado (kgf)	10

Fonte: Adaptado de Instructions for use Infralyt ELD, Exhaust Gas Analyser for Diesel-Vehicles.

O controle do equipamento e a aquisição dos valores mensurados são realizados por meio do *software* MW IELD O1030. Na interface do aplicativo, os valores adquiridos podem ser observados, em tempo real, de forma numérica e por meio de gráficos. O *software* fornece no final de cada experimento um relatório com os valores das emissões de gases em função do intervalo de tempo em segundos.

3.1.6. Analisador de opacidade

Foi utilizado o opacímetro de fluxo parcial da marca Saxon, modelo Opacilyt 1030 (Figura 12). O equipamento permite mensurar a opacidade em três medidas diferentes, sendo elas, o valor k (m^{-1}) ou coeficiente de absorção de luz, porcentagem de opacidade (%) e concentração de fuligem (mg/m^3). Semelhante ao analisador, o opacímetro, através de uma sonda posicionada no interior do cano de descarga do motor, coleta parte dos gases provenientes da combustão, sendo estes conduzidos até o equipamento através da referida sonda. No Anexo D é apresentado o esquema de funcionamento do opacímetro. Na Tabela 5 são indicadas as especificações técnicas do equipamento.



Figura 12 - Opacímetero Saxon modelo Opacilyt 1030.

Quadro 7 - Especificações Opacímetero Saxon, modelo Opacilyt 1030.

Especificações do fluxômetro EGGERS/FM3-100	
Tipo de medição	Valor k: 0 - 10m ⁻¹ Porcentagem de opacidade: 0 – 100% Concentração de fuligem: 0 – 844 mg/m ³
Opcionais	Sensor de rotação do motor (360 – 8000 rpm) e temperatura de óleo (0-150 °C).
Precisão do equipamento	± 0,0025
Dimensões (mm)	
Comprimento	584
Largura	164
Altura	215
Peso (kgf)	8,5

Fonte: Adaptado de Instructions for use Opacilyt 1030, automotive Diesel tester.

O software MW IELD O1030, faz a aquisição dos dados de opacidade junto com o de análises de gases são apresentados na Figura 13.

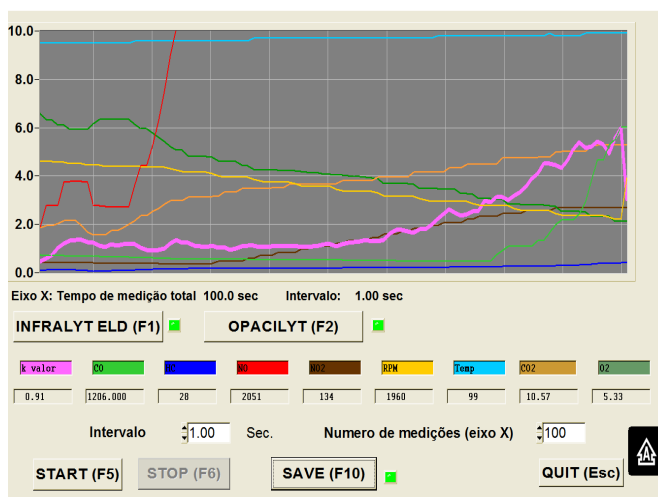


Figura 13 - Software MW IELD O1030.

3.1.7. Medição de temperatura

Para medir a temperatura dos gases de escape do motor foi utilizado o Multimeter digital da marca Fluke, modelo 8024B (Figura 14). O equipamento possui a opção de trabalhar com uma sonda de ponta metálica (termopar), a qual lhe permite de forma direta operar como um termômetro (mV dc/°C). O termopar utilizado foi do tipo K com haste de alta temperatura, para medidas na faixa de -50 a 1300 °C. O comprimento do sensor é de 700 mm, o diâmetro de seis milímetros e sua precisão na medição é de +/-1,1 °C. A aquisição dos valores de temperatura medidos por este sensor é realizada de forma instantânea.



Figura 14 – Multimeter Fluke modelo 8024B.

3.1.8. Tacômetro

Para realizar as medições do regime de rotação (rpm) da TDP e do motor do trator, foi utilizando um tacômetro digital de foto-contato da marca Minipa, modelo MDT-2238A. (Figura 15). Este equipamento portátil possui um display de cristal líquido de cinco dígitos e uma ampla faixa de medição, de 0,5 a 20.000 rpm no modo contato, e de 2,5 a 100.000 rpm no modo foto. O armazenamento dos valores máximo e mínimos, além do último valor medido é automático. Optou-se por utilizar este equipamento com precisão conhecida ($\pm 0,05\%$) em função da falta de informação sobre a precisão dos tacômetros que equipam os tratores agrícolas. Faz-se necessário obter esses valores para determinar a relação de transmissão, visto que o ensaio dinamométrico é feito por meio da TDP do trator.



Figura 15 - Tacômetro Minipa modelo MDT-2238A.

3.2. Metodologia

Antes do início dos experimentos, o sistema de alimentação de combustível do motor foi drenado e desconectado do reservatório original do trator. Como nova fonte de alimentação do sistema, foram utilizados para cada um dos combustíveis, recipientes externos individuais de 20 litros de capacidade volumétrica.

O motor do trator foi aquecido durante um tempo de 20 minutos sendo, durante este período, submetido a uma carga constante exercida pelo dinamômetro. O procedimento para realizar o aquecimento foi de acelerar o motor até rotação máxima e operar o dinamômetro no modo manual, aplicando-se carga até diminuir e estabilizar a rotação na indicada como nominal pelo fabricante.

Após o aquecimento, foram realizados os experimentos dinamométricos do motor dentro da faixa de 2300 a 1100 rpm, coletando os valores de desempenho a cada 100 rpm. Este procedimento foi repetido três vezes para cada um dos combustíveis utilizados. As análises dos resultados, foram realizadas dentro da faixa de rotação do motor de 2100 a 1400 rpm, onde se encontraram em todos os combustíveis utilizados as rotações de torque e potência máxima.

Na realização dos experimentos dinamométricos, para determinar os parâmetros de desempenho de torque (N.m), potência (kW) e consumo de combustível (g/(kW.h)) do motor, em função da sua rotação, foi utilizada a norma

DIN 70020 (1986). Mediante esta norma que acompanha o aplicativo EGGERS *power control*, foi realizada de forma imediata a correção da potência obtida pelo dinamômetro. Pelo fato de realizar os experimentos dinamométricos por meio da TDP do trator, foi considerada uma perda por transmissão motor à TDP de 8%.

Posteriormente foi realizada, com base na norma ABNT NBR ISO 8178-4 (2012), a medição da opacidade e emissões de gases poluentes do motor, para os combustíveis utilizados. Durante cada experimento, composto por oito modos de medição, foram coletados valores de opacidade (k), NO_x (ppm), O₂ e CO₂ (% vol.).

Estas medições, realizadas no tubo de descarga, foram realizadas a cada segundo durante três minutos, utilizando o opacímetro e analisador de gases. Ambos os equipamentos foram controlados por meio do *software* MWIELD O1030. Para realizar a análise dos resultados foram considerados apenas os últimos 60 segundos da tomada de dados.

Para a realização destes experimentos de emissões do motor, foi necessário o uso do dinamômetro, já que as medições, segundo a norma, são realizadas com o motor submetido a cargas. Também foi instalado no trator um sensor adicional ao opacímetro, para medir a rotação do motor. A temperatura dos gases de escape durante cada experimento foi medida por meio de um termopar.

3.2.1. Determinação dos parâmetros de desempenho do motor

O dinamômetro acoplado na TDP do trator, por meio de uma árvore com junta cardânica, mede por meio de uma célula de carga e de um sensor de rotação, o torque e a rotação da TDP. O *software* do dinamômetro, utilizando o valor da relação de transmissão entre o motor e a TDP do trator, apresenta os valores de torque e rotação do motor. A potência é calculada mediante a equação 1:

$$P = 0,000104712 \times T \times n \quad (1)$$

Com:

P - Potência calculada do motor (kW);

T - Torque (N.m);

N - Rotação do motor (rpm);

0,000104712 – Constante de adequação de unidades;

O resultado de potência calculada, foi corrigido pelo aplicativo do dinamômetro segundo a norma DIN 70020 (1986), sendo multiplicado o valor obtido pelo correspondente fator de correção de potência (FC), calculando desta forma a potência corrigida por meio da equação 2. O valor do fator de correção do motor (Fm) considerado pela norma para motores ciclo Diesel é 1.

$$P_o = P \times FC = P \times (F_a)^{F_m} \quad (2)$$

Com:

P_o – Potência corrigida do motor (kW);

P - Potência calculada do motor (kW);

FC - Fator de correção de potência;

F_a – Fator de correção atmosférico;

F_m – Fator de correção motor;

Para determinar o fator de correção atmosférico (F_a), as condições de referência da norma utilizada são uma pressão de 1.013 mbar e temperatura ambiental de 20 °C (Equação 3). O valor deste fator foi calculado pelo *software* do dinamômetro, utilizando os valores de pressão atmosférica e temperatura ambiental do local do trabalho, antes de iniciar cada experimento.

$$F_a = \left(\frac{1013}{p} \right) \times \left(\frac{273+t}{273+20} \right)^{0,5} \quad (3)$$

Com:

F_a – Fator de correção atmosférico;

P - Pressão atmosférica local (mbar);

T - Temperatura ambiente no local do experimento (°C);

273 – Constante para expressar a temperatura do ambiente em graus Kelvin;

A reserva de torque do motor ou capacidade de sustentação do conjugado foi calculada utilizando os valores de torque máximo e torque nominal para cada um dos combustíveis utilizado. A reserva de torque, segundo Mialhe (1996) é calculada por meio da seguinte equação 4.

$$\Delta M = \left(\frac{T_m - T_n}{T_n} \right) \times 100 \quad (4)$$

Com:

ΔM – Reserva de torque do motor (%);

T_m – Valor do torque máximo (N.m);

T_n – Valor do torque nominal (N.m);

Outras variáveis adicionais que foram calculadas, como a faixa de utilização e o índice de elasticidade do motor, as quais segundo Márquez (2012) são calculadas por meio das equações 6 e 7, respectivamente.

$$F.U. = (n_{nominal} - n_{torque\ máximo}) \quad (6)$$

Com:

F.U. – Faixa de utilização do motor (rpm);

n – Rotação do motor (rpm);

$$I.E. = \left(\frac{T_m}{T_n} \right) \times \left(\frac{n_{nominal}}{n_{torque\ máximo}} \right) \quad (7)$$

Com:

I.E. – Índice de elasticidade;

T_m – Valor do torque máximo (N.m);

T_n – Valor do torque nominal (N.m);

n – Rotação do motor (rpm);

O consumo específico de combustível foi calculado a partir do consumo horário, determinado pelos pulsos registrados instantaneamente pelo fluxômetro. Utilizando os valores de densidade de cada combustível e da potência corrigida do motor em cada rotação, o software do fluxômetro (que funciona integrado ao do dinamômetro) calculou este valor mediante a seguinte equação 8:

$$C_e = \left(C_h / P_o \right) \times \sigma \times 1000 \quad (8)$$

Com:

C_e - Consumo específico (g/(kW.h));

σ – Densidade do combustível (g/L);

C_h - Consumo horário (L/h);

P_o – Potência corrigida do motor (kW);

1000 – Constante para expressar o consumo específico em g/(kW.h);

3.2.2. Medição da opacidade e das emissões dos gases de escape

Para medir o nível de material particulado presente nos gases de escape do motor, foi utilizado o analisador de opacidade. Por meio de uma sonda, instalada na saída do tubo de descarga do trator, foi levado até o interior do equipamento uma amostra dos gases de escape, proveniente da combustão. A opacidade é mensurada no interior de uma câmara de medição de 433 mm de comprimento, na

qual atravessa uma luz de 567 nm de comprimento de onda, enviada desde um transmissor até um receptor de luz, localizados nos extremos da câmara.

A fração da luz transmitida a partir da fonte de luz que atravessava a câmara de medição obscurecida pelos gases de escape, até atingir o receptor, determina o que é conhecido como transmitância (t). A partir deste valor é calculado o coeficiente de absorção de luz (k) dos gases de escape (Equação 9).

$$k = \frac{-1}{LA} \text{Ln} \left(\frac{t}{100} \right) \quad (9)$$

Com:

k - Coeficiente de absorção de luz (m^{-1});

LA – Comprimento efetivo da trajetória da luz através do gás (m^{-1});

t - Transmitância (%);

100 – Constante porcentual;

Para a análise das emissões de gases do motor do trator foi utilizado o analisador de gases. A medição de CO_2 (% vol.) é realizada no interior do analisador, através da tecnologia de infravermelho não dispersivo, que utiliza um emissor de infravermelho de banda larga, que cobre todos os comprimentos de onda para medição de um determinado conjunto de gases.

Filtros óticos do tipo passa-banda permitem a passagem de comprimentos de onda que podem ser absorvidos por esses gases. Cada filtro passa-banda é conectado a um detector infravermelho. O detector produz um sinal que é proporcional à energia infravermelha absorvida pelo gás de interesse. Este sinal é processado eletronicamente e gera informações como a concentração de gás, representadas nas unidades adequadas. Para as medições dos gases NO_x ($\text{NO} + \text{NO}_2$) (ppm), assim como o O_2 (% vol.) foram utilizadas sensores eletroquímicos.

Tanto a medição da opacidade como as emissões dos gases de escape foram baseadas na norma ABNT NBR ISO 8178-4 (2012), que trata da mensuração de gases de exaustão, em motores alternativos de combustão interna, utilizando um ciclo de ensaio em regime constante com diferentes aplicações de carga no motor.

Para realizar este experimento foram necessárias as curvas dinamométricas de torque e potência do motor para cada mistura de combustível.

Na Figura 17 são apresentadas as porcentagens de torque (cargas) aplicadas ao motor para uma determinada rotação. Cada ponto desta figura é denominado como modo de operação e um teste de medição dos gases de exaustão, para motores do tipo C1 (motores Diesel *off road*), totalizando oito modos.

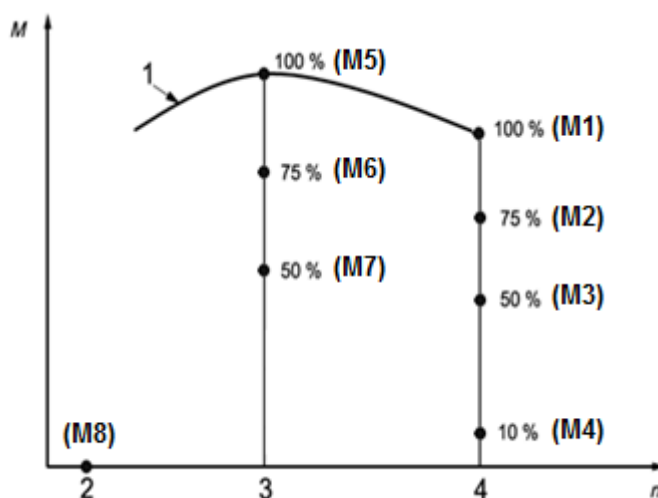


Figura 16 – Porcentagens de torque para determinar os modos de operação.

Complementando a informação que se apresenta na figura, temos que a variável apresentada no eixo Y (M) é o torque e a apresentada no eixo (n) é o regime de rotações, a curva 1 é a tendência apresentada pelo torque do motor. O ponto 2 corresponde à rotação de marcha lenta do motor, o ponto 3 à rotação de torque máximo e 4 à rotação de potência máxima.

A norma também indica a sequência que deve seguir o teste segundo os modos de operação, sendo determinado para cada modo seu respectivo fator de ponderação para calcular a opacidade e emissão média de cada gás de escape. No Quadro 3 se apresentam os modos de operação e os fatores de ponderação para um motor ciclo Diesel de um trator agrícola.

Número de modo	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Rotação (n)	n de potência máxima				n de torque máximo			lenta
Torque %	100	75	50	10	100	75	50	0
Fator de ponderação	0,15	0,15	0,15	0,10	0,10	0,10	0,10	0,15

Quadro 8 – Modos de operação e fatores de ponderação do ensaio de emissões.

A metodologia utilizada para determinar os valores médios das variáveis analisadas considerando os oito modos de operação está definida pela seguinte equação 10:

$$\text{Valor Médio} = M1*0,15+M2*0,15+M3*0,15+M4*0,10+M5*0,10+M6*0,10+M7*0,10+M8*0,15 \quad (10)$$

As medições em cada modo de operação, realizadas no tubo de descarga, foram realizadas durante três minutos utilizando o opacímetro e o analisador de gases Saxon, sendo ambos os equipamentos controlados por meio do *software* MW IELD O1030. Para realizar a análise foram considerados unicamente os valores correspondentes aos últimos 60 segundos da tomada de dados.

3.2.3. Delineamento experimental e análise estatística.

As análises estatísticas dos dados coletados, foram realizadas da seguinte forma, para os resultados de desempenho do motor, foram determinadas como variáveis resposta a potência (kW), o torque (N.m), e consumo específico de combustível (g/(kW.h)). As variáveis foram analisadas de acordo a um experimento bifatorial, proveniente da interação dos seis tipos de combustíveis utilizados e as oito rotações do motor analisadas desde 2100 até 1400 rpm, a cada queda de 100 rpm.

Compondo um experimento em delineamento inteiramente casualizado (DIC) com três repetições, caracterizando um arranjo experimental 6x8x3.

No que se refere às emissões dos gases poluentes do motor, foram analisadas como variáveis resposta, o valor k e os níveis de emissões de NO_x (ppm), O_2 (% vol.) e CO_2 (% vol.), sendo os tratamentos, neste experimento bifatorial em DIC, resultado da interação entre os seis tipos de combustíveis utilizados e as oito modos de operação. Foram realizadas 60 repetições, caracterizando um arranjo experimental 6x8x60.

Para ambos os experimentos (desempenho e emissões de gases poluentes do motor), a análise estatística foi realizada por meio da análise de variância (ANOVA) e pelo teste de Tukey com 5% de probabilidade de erro. Além disto, para as variáveis de desempenho do motor, foi realizada a análise de regressão dos dados. O software utilizado para a análise estatística foi o Sisvar versão 5.3.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Desempenho do motor

Antes de realizar cada experimento dinamométrico, foram inseridos no *software EGGERS power control*, os valores da pressão atmosférica (mbar), temperatura ambiente (°C) e a densidade do combustível utilizado (g/L), objetivando calcular a potência corrigida e o consumo de combustível do motor. As densidades dos combustíveis utilizados são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 1 - Densidade dos combustíveis utilizados a temperatura ambiente.

Combustível	B5	ED3	ED6	ED9	ED12	ED15
Densidade (g/L)	845	844	843	840	838	837

Conforme os valores obtidos, a densidade do óleo Diesel B5 diminuiu conforme se incrementou a porcentagem de etanol hidratado na sua composição. Estes valores se encontram dentro do esperado, visto que a densidade do etanol hidratado é menor em relação ao B5. Valores similares são apresentados no BEN-2014, onde indicam como densidade do B5 e o etanol hidratado, 840 e 809 g/L, respectivamente (EPE, 2014).

Com relação à temperatura ambiental e pressão atmosférica, durante os experimentos dinamométricos, a última se manteve constante (99,92 kPa), enquanto que a temperatura ambiental variou de 17,3 a 19,5 °C. O cálculo do fator de correção da potência teve valores entre 1,009 e 1,013, encontrando-se este fator de correção dentro dos limites aceitáveis indicados pela norma, que são entre 0,93 e 1,07 (CECH & TOMCIK, 2010). As análises estatísticas do desempenho do motor estão apresentados no Apêndice A.

4.1.1. Potência

Pode-se observar na Figura 18, que de forma geral com a adição do etanol no B5, a curva da potência efetiva do motor é modificada, com uma tendência a perder potência conforme aumenta o conteúdo de etanol. Segundo Rahimi et al. (2009), a adição de compostos oxigenados, como o etanol no óleo Diesel, diminui a potência do motor. Outras pesquisas relatam que a menor estabilidade, densidade, viscosidade, poder calorífico e o maior conteúdo de água da mistura etanol-Diesel (ED), contribuem para a diminuição de potência no motor (AL-HASSAN; MUJAFET & AL-SHANNAG, 2012; TORRES-JIMENEZ et al., 2011; LAPUERTA; ARMAS & GARCÍA-CONTRERAS, 2007).

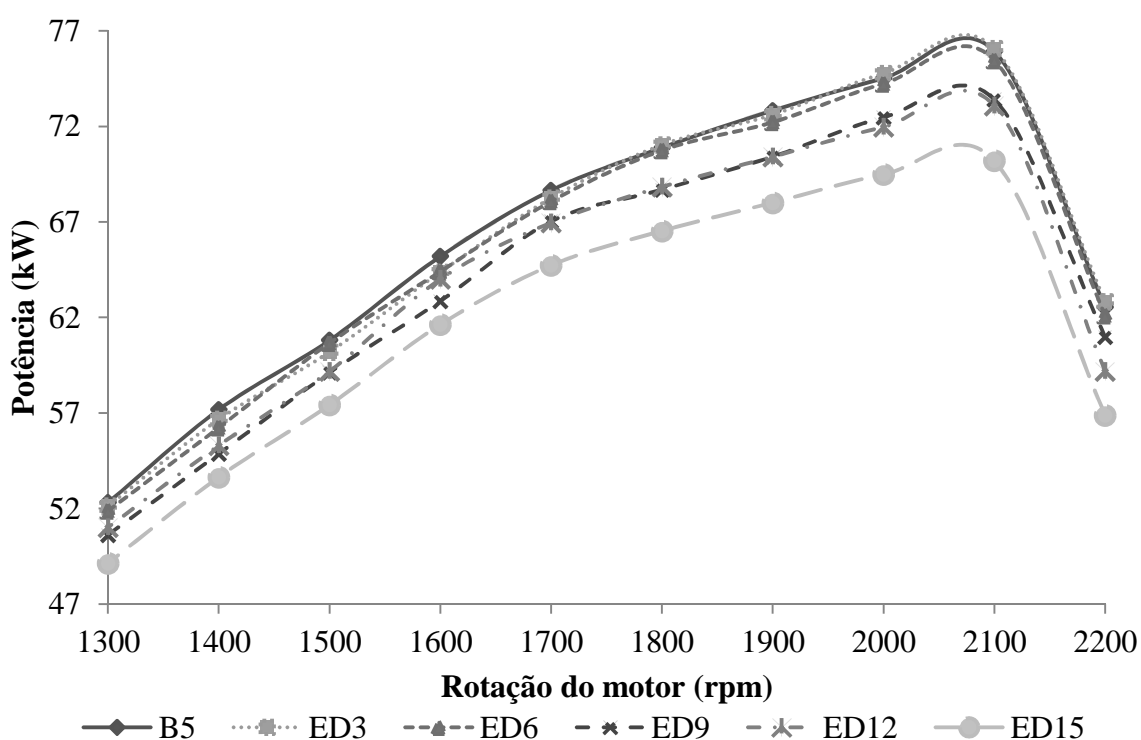


Figura 17 – Curvas de potência do motor com o uso dos diferentes combustíveis.

A potência máxima do motor utilizando os diferentes combustíveis foi alcançada a 2100 rpm. Estes valores são apresentados na Figura 19. Pode-se

observar que operando com o ED3 (76,07 kW) foi obtido o maior valor; sendo similar do encontrado com o B5 (75,92 kW). Já com o ED6 (75,46 kW), obteve-se uma redução na potência em relação à testemunha (B5). Ainda em relação a esta, foi obtido com o ED9 e ED12 uma redução média de 3,54%, enquanto que utilizando o ED15 o valor foi 7,54% menor.

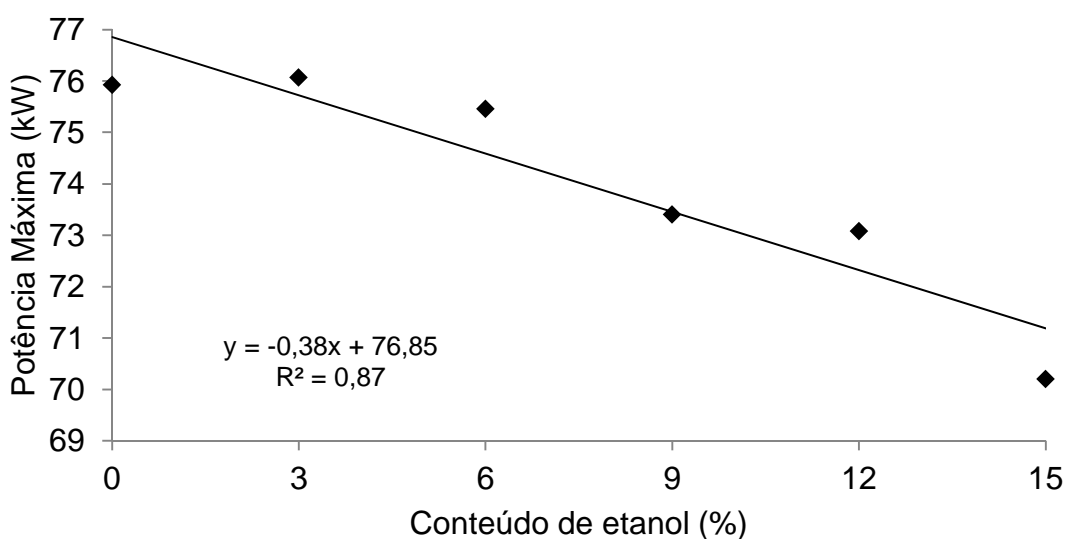


Figura 18 – Potência máxima em função do conteúdo de etanol.

Complementando os resultados de potência máxima, foi gerada a equação da regressão linear apresentada na Figura 19. Analisando a equação com 87% de ajustamento dos resultados, pode-se dizer que com o aumento de cada 5% de etanol no B5, a potência máxima do motor diminuiu 1,90 kW, até a adição de 15% de etanol.

Para realizar a análise da potência do motor, ao longo das rotações, foram utilizados os valores médios, apresentados na Tabela 8. Por meio do teste de Tukey, evidenciou-se que estatisticamente os resultados diferem em quatro grupos segundo os combustíveis utilizados. O melhor resultado foi alcançado utilizando o B5 (68,25 kW), o qual não diferiu significativamente do obtido com o ED3 (68,00 kW), que a sua vez não diferiu do ED6 (67,75 kW). Estes resultados podem ser explicados pela presença de biodiesel no óleo Diesel comum (B5), o qual atua como aditivo, estabilizando a mistura ED e melhorando suas propriedades físicas e químicas

(CASTILLO-HERNÁNDEZ; MENDOZA-DOMÍNGUEZ & CABALLERO-MATA, 2012; LAPUERTA; ARMAS & GARCÍA-CONTRERAS, 2009; KWANCHAREON; LUENGNARUEMITCHAI & JAIN-IN, 2007).

Tabela 2 – Potência gerada pelos combustíveis e sua diferença com o B5.

Combustíveis	Potência (kW)*	Diferença (%)
B5	68,25 a	0,00
ED3	68,00 ab	-0,37
ED6	67,75 b	-0,73
ED12	66,22 c	-2,97
ED9	66,11 c	-3,14
ED15	63,95 d	-6,30

* Resultados com a mesma letra não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Para as misturas ED9 e ED12, os resultados não apresentaram diferença significativa entre estes, observando-se que até 12% de etanol no B5, a potência média teve uma queda máxima de 3,14%. Algumas pesquisas referem que o menor poder calorífico da mistura ED influencia na potência fornecida pelo motor, no entanto, é visto que o poder calorífico de misturas ED com até 10% de etanol, não apresenta muita diferença com os valores do Diesel convencional (FERNANDO & HANNA, 2004; CHEENKACHORN; NARASINGHA & PUPAKORNNOPPARUT, 2004).

Ainda na Tabela 8, o ED15 apresentou a maior queda de potência média (6,29%). Hansen, Zhang & Lyne (2005), avaliando a potência do motor com ED15, encontraram que esta diminuiu de 7 a 10%. Resultado similar encontraram Kass et al. (2001) utilizando ED15, observando que a potência do motor reduziu 8%. Utilizando também o ED15, Can, Çelikten & Usta (2004) encontraram uma maior queda na potência indicando uma diminuição de 20%.

4.1.2. Torque

As curvas de torque do motor utilizando os diferentes combustíveis são apresentadas na Figura 20. Os valores de torque obtidos diminuem conforme aumenta o conteúdo de etanol no B5. A tendência dos resultados de torque é similar que a encontrada para a potência visto que a potência é calculada a partir dos valores de torque obtidos pelo dinamômetro, existindo uma relação direta entre eles.

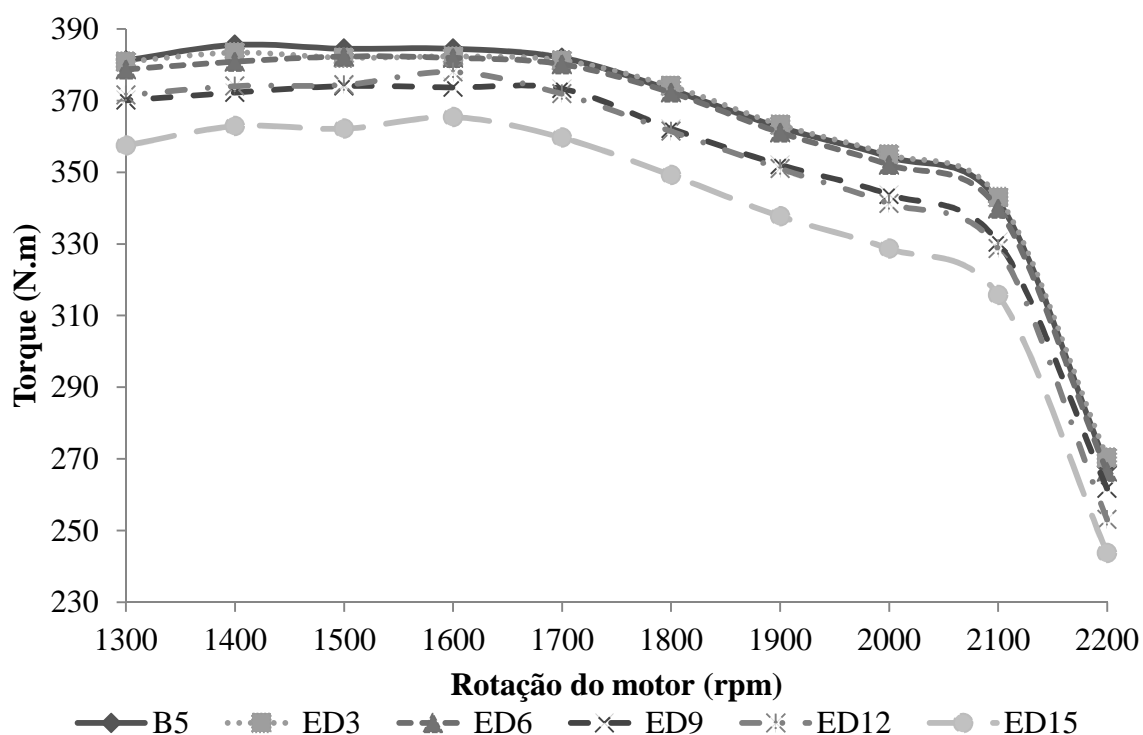


Figura 19 – Curvas de torque do motor com o uso dos diferentes combustíveis.

Pode-se observar na Figura 20, que os valores máximos de torque foram encontrados em três diferentes rotações do motor, segundo o combustível utilizado. Foi encontrado que, conforme aumenta a porcentagem de etanol no B5, a rotação de torque máximo aumenta; sendo esta rotação 1400 rpm para o B5 e ED3; 1500 rpm para o ED6 e ED9 e 1600 rpm para o E12 e E15. As diferenças encontradas na rotação de torque máximo estão relacionadas com a relação estequiométrica dos

combustíveis, visto que a adição do etanol ao B5 incrementa os níveis de oxigênio na combustão. Pode-se dizer que nas rotações de torque máximo encontradas aconteceu a melhor relação ar/combustível, segundo a mistura utilizada. Os valores de torque máximo do motor são apresentados na Figura 21.

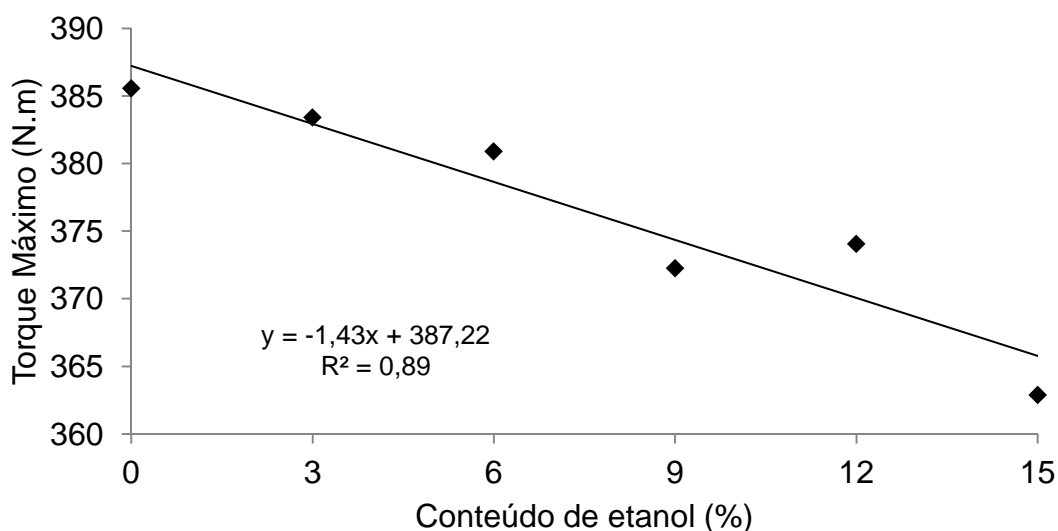


Figura 20 – Torque máximo em função do conteúdo de etanol.

Pode-se observar que operando com o B5 (385,56 N.m) foi obtido o maior valor de torque, aos resultados alcançados com o ED3 (383,40 N.m) e ED6 (380,88 N.m). Já para o ED9 e ED12, o valor do torque máximo teve uma diminuição média de 12,42 N.m, quando comparado com o B5, sendo este último, superior em 5,88% ao resultado obtido com o ED15. A equação de regressão linear indica que o valor do torque máximo do motor diminuiu 7,15 N.m a cada incremento de 5% de etanol no B5, até 15% de etanol.

Analisando-se os valores médios do torque do motor (Tabela 9), ao longo das rotações, pode-se verificar por meio do teste de Tukey, que os maiores valores foram conseguidos utilizando B5 e ED3, sem diferença significativa entre eles. Em relação ao B5, o torque médio diminuiu 2,21 N.m operando com ED6. Já para o ED9 e ED12, a redução média foi de 10,87 N.m. Utilizando o ED15 a diminuição foi de 23,36 N.m. Este resultado pode ser explicado pelo menor número de cetano (NC) e poder calorífico do etanol em relação ao óleo Diesel, afetando sua qualidade de

ignição e combustão na câmara do motor. O valor aproximado do NC do etanol está entre 5-7. (KWANCHAREON; LUENGNARUEMITCHAI & JAIN-IN, 2007; SAYIN, 2010). De acordo com Chen et al. (2009), o número de cetano da mistura ED, diminui linearmente com o incremento da porcentagem de etanol.

Tabela 3 – Torque gerado pelos combustíveis e sua diferença com o B5.

Combustíveis	Torque (N.m)*	Diferença (%)
B5	371,03 a	0,00
ED3	370,53 a	-0,13
ED6	368,82 b	-0,59
ED9	360,23 c	-2,91
ED12	360,09 c	-2,95
ED15	347,67 d	-6,29

* Resultados com a mesma letra não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro

Foram calculados os parâmetros de reserva de torque (ΔM), faixa de utilização (F.U.), queda na rotação (Q.R.) e índice de elasticidade (I.E.) do motor. Apresentados na Tabela 10.

Tabela 4 – Reserva de torque, faixa de utilização, queda na rotação e elasticidade do motor.

Combustíveis	ΔM (%)	F.U. (rpm)	Q.R. (%)	I.E.
B5	12,74	700	33,33	1,69
ED3	11,74	700	33,33	1,68
ED6	12,50	600	28,57	1,58
ED9	13,18	600	28,57	1,58
ED12	15,01	500	23,81	1,51
ED15	15,74	500	23,81	1,52

Para o parâmetro reserva de torque do motor, foi encontrado que seu valor aumenta conforme maior é a porcentagem de etanol, no entanto, este resultado não representa uma melhora, visto que sua faixa de utilização e índice de elasticidade foi diminuindo a medida que aumentou a porcentagem de etanol. Conforme o relatado por Márquez (2012), apenas o valor de reserva não indica o comportamento do motor em sobrecarga, pelo que deve ser conhecida também sua faixa de utilização e sua queda de rotação. Ainda segundo o autor, o valor médio da queda de rotação em tratores agrícolas é de 33,8%.

4.1.3. Consumo de combustível

As curvas de consumo específico do motor (Figura 22), indicam que na faixa analisada, utilizando o ED15, alcançou-se 247,36 g/(kW.h) a 2000 rpm. Já operando com o ED3 a 1400 rpm foi obtido o menor consumo de 199,15 g/(kW.h).

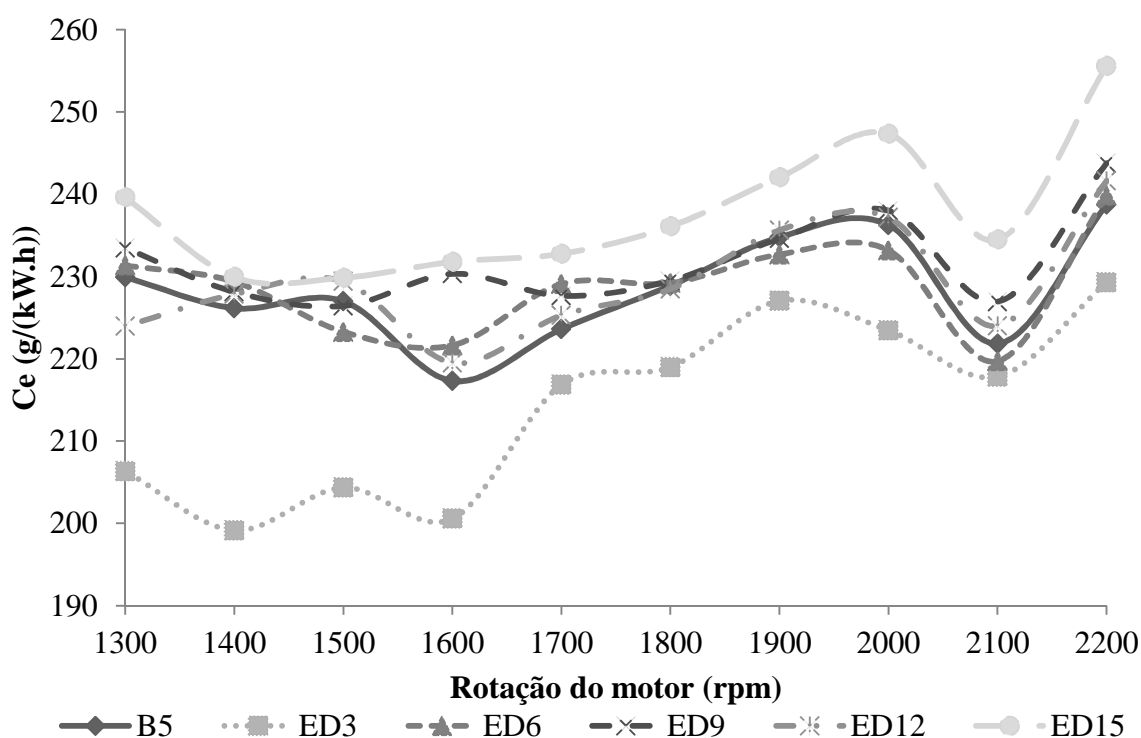


Figura 21 – Curvas de consumo específico (Ce) do motor com o uso dos diferentes combustíveis.

Os resultados também indicam que para todos os combustíveis utilizados, os menores consumos específicos foram conseguidos entre os regimes de rotação de 1400 e 1600 rpm, mesma faixa de potência na que foi encontrado seus valores de torque máximo. Classicamente se considera que a posição de regime em que se encontra menor consumo específico e maior torque se equivale à posição de maior rendimento termodinâmico.

Na Figura 23, são apresentados os valores mínimos de consumo específico, podendo-se observar que existe uma diferença de 11,94% entre os resultados obtidos com o B5 e o ED3, ambos os resultados conseguidos a 1400 rpm. Para os combustíveis ED9 e ED15, comparado com o B5, o consumo foi superior em 0,12 e 1,63%, respectivamente. Segundo indica Márquez (2012), o valor mínimo do consumo específico do motor encontra-se próximo da rotação do torque máximo. Ainda segundo o autor, avaliando 55 tratores com motor turbo alimentado, encontrou que o valor do consumo na potência máxima alcançou entre os 210 e 290 g/(kW.h).

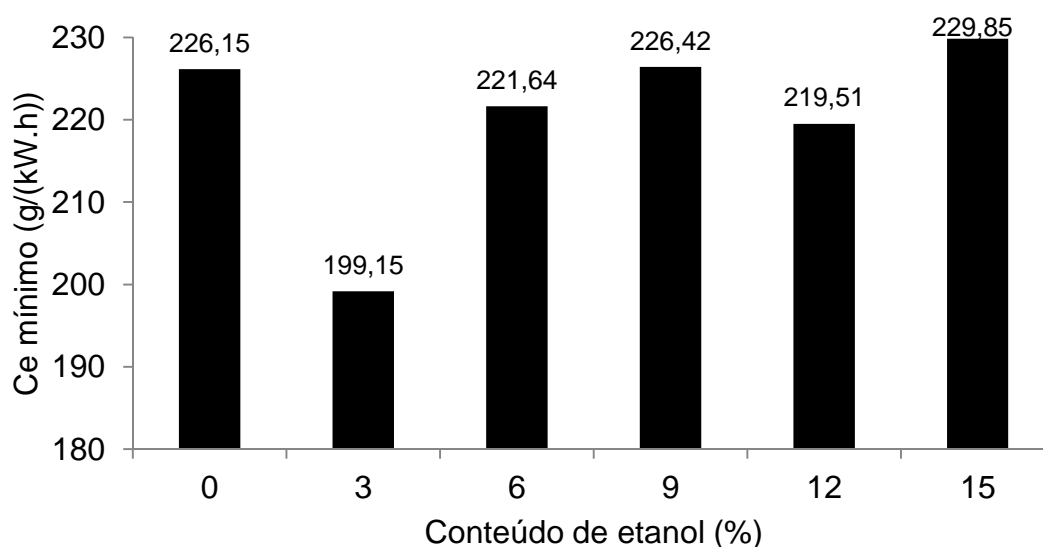


Figura 22 – Valores mínimos de consumo específico (Ce) em função do conteúdo de etanol.

Sobre o consumo específico de combustível mínimo, Sayin (2010) utilizando ED5 encontrou um incremento de 3,35% comparado com o óleo Diesel, enquanto que Shadidi et al. (2014) encontrou resultados similares operando com ED6.

Os valores médios de consumo específico do motor, ao longo das rotações analisadas, são apresentados na Tabela 11.

Tabela 5 – Consumo específico (Ce) do motor gerado pelos combustíveis e sua diferença com relação ao B5.

Combustíveis	Ce (g/kW.h)*	Diferença (%)
ED15	235,54 a	3,77
ED9	230,20 ab	1,42
ED12	228,41 b	0,63
ED6	227,27 b	0,13
B5	226,97 b	0
ED3	213,53 c	-5,92

* Resultados com a mesma letra não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Foi encontrado que, comparado com o B5, o ED3 teve uma diminuição no consumo de 13,44 g/(kW.h), sendo o melhor resultado obtido. Operando com as outras misturas de ED o consumo foi maior, sendo para o ED6 e o ED12 o incremento médio de 0,87 g/(kW.h), já para o ED15, o incremento foi 8,48 g/(kW.h). Segundo o teste de Tukey, os valores de B5, ED6, e ED12, não tiveram diferença significativa.

Incrementos no valor do consumo específico do combustível, também foram encontrados em outras pesquisas. Rakopoulos et al. (2008) estudando motores turbo alimentados utilizando misturas ED5 e ED10, encontraram um incremento no consumo específico de combustível e uma diminuição da eficiência térmica com o aumento da porcentagem de etanol no óleo Diesel. Segundo Hansen et al. (2001) trabalhando com ED10, em tratores agrícolas e colhedoras automotrizes de grãos, o consumo de combustível aumentou entre 4 a 5% com relação ao óleo Diesel.

4.2. Emissões do motor

Para realizar os experimentos de emissões do motor foi necessário ter conhecimento prévio do seu desempenho, já que as cargas, que foram aplicadas pelo dinamômetro para medir as emissões do motor, são em função dos seus valores obtidos de torque nominal e máximo, assim como suas respectivas rotações.

Os oito modos de operação ou pontos de medição que conformam um teste de emissões, foram calculados para cada um dos combustíveis. Baseado no indicado na norma ABNT NBR 8178-4 (2012) é apresentado na Tabela 12 uma das seis tabelas elaboradas para localizar com o dinamômetro, de forma manual, cada um dos modos de operação do motor.

Tabela 6 – Modos de operação do motor utilizando o combustível B5

Modo*	Rotação na TDP (rpm)	%Torque aplicado como carga	Torque na TDP (N.m)
M1	593	100	1120
M2	593	75	840
M3	593	50	560
M4	593	10	112
M5	443	100	1267
M6	443	75	950
M7	443	50	633
M8	Lenta	-	-

* Do M1 ao M4 a rotação inicial e o torque aplicado estão em função do torque nominal, do M5 ao M7 a rotação inicial e o torque aplicado estão em função do torque máximo.

No apêndice B, são apresentadas as tabelas dos modos de operação para cada um dos combustíveis utilizados, e no Apêndice C, os resultados das análises estatísticas das emissões de gases poluentes do motor.

4.2.1. Opacidade dos gases (Valor k)

Os menores valores de opacidade dos gases foram encontrados com o motor trabalhando no M8, modo no qual o trator se encontrava operando sem carga e na marcha lenta. Neste modo, utilizando o B5 foi obtida a menor opacidade, cujo valor k foi $0,24 \text{ m}^{-1}$. As misturas de ED alcançaram maiores resultados, sendo o valor k médio para estes combustíveis $0,27 \text{ m}^{-1}$, representando um incremento de 12,5% com relação à testemunha. A maior opacidade foi alcançada utilizando o ED6 que incrementou em 20,8% o valor obtido com o B5.

O comportamento da opacidade dos gases do motor operando sob carga, é apresentado na Figura 24. Observa-se de forma geral que conforme aumenta a carga aplicada no motor, maior são os valor da opacidade. Este incremento tornou-se maior quando o motor operou nos modos localizados a partir da rotação de torque máximo. Nestes modos (M5, M6 e M7) as maiores opacidades foram alcançadas utilizando o ED3, ED6 e B5.

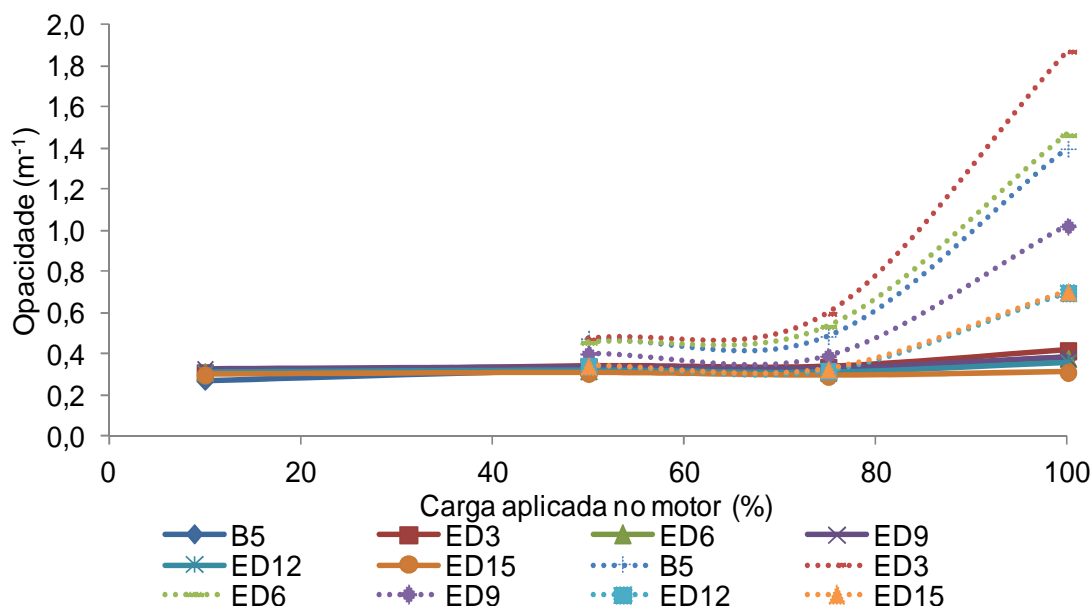


Figura 23 – Variação da opacidade (m^{-1}) do motor sob carga para os diferentes combustíveis (— rotação nominal, 2100 rpm, rotação de torque máximo).

Os resultados da opacidade, operando sob carga, são apresentados na Tabela 13. Demonstra-se que ao aplicar as cargas na rotação nominal do motor foram encontrados os menores valores médios de opacidade. Já no modo M4, operando com o B5 ($0,27 \text{ m}^{-1}$) foi encontrado o menor valor k trabalhando sob carga. Este resultado difere significativamente dos obtidos utilizando as misturas ED. No modo M1 o valor k foi menor operando com o ED15 ($0,31 \text{ m}^{-1}$), o que representou uma diminuição na opacidade de 18,42% e 26,19%, quando comparado com o B5 e ED3, respectivamente.

Na rotação nominal, observa-se como a diferença entre os valores k do M1 e M4 vai diminuindo conforme incrementa a porcentagem de etanol no B5, a partir da mistura ED6. Já operando o motor com ED15 esta diferença foi mínima ($0,01 \text{ m}^{-1}$).

Estes resultados evidenciam como vai ficando mais pobre a mistura ar/combustível na câmara do motor, quando aumenta a porcentagem de etanol acima de 6%. Apesar da diminuição da rotação pelo incremento da carga, existiu durante a combustão do ED9, ED12 e ED15 uma grande quantidade de ar que diminuiu a emissão de material particulado, proveniente do carbono não queimado e do enxofre do combustível.

Tabela 7 – Valor k (m^{-1}) do motor operando sob carga.

Modo	Rotação nominal				Rotação de torque máximo		
	M1*	M2	M3	M4	M5	M6	M7
B5	0,38 b	0,32 b	0,32 bc	0,27 d	1,40 c	0,49 c	0,48 a
ED3	0,42 a	0,34 a	0,34 a	0,31 bc	1,87 a	0,60 a	0,47 a
ED6	0,38 b	0,32 b	0,32 b	0,32 ab	1,47 b	0,53 b	0,46 b
ED9	0,38 b	0,33 a	0,34 a	0,33 a	1,02 d	0,39 d	0,40 c
ED12	0,36 c	0,31 b	0,32 bc	0,31 bc	0,70 e	0,32 e	0,34 d
ED15	0,31 d	0,29 c	0,31 c	0,30 c	0,70 e	0,33 e	0,34 d
Média	0,37	0,32	0,32	0,31	1,19	0,44	0,42
C.V. (%)	9,24	4,82	3,48	6,42	39,10	25,83	14,93

* Resultados com a mesma letra na coluna não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Ainda na Tabela 13, para os modos localizados a partir da rotação de torque máximo, nota-se que a opacidade foi mais influenciada pelas cargas aplicadas no motor, como consequência, entre os modos M7 e M5, encontrou-se uma diferença média de 183,33% no valor k. Este resultado pode ser explicado pela menor quantidade de ar admitido pelo motor, para a combustão na rotação de torque máximo. No M5 quando é maior a queda na rotação, a mistura do ar/combustível é mais enriquecida, produzindo uma maior opacidade.

No M5, operando o motor com B5, foi alcançado o valor k de $1,40 \text{ m}^{-1}$, resultado menor em 5% e 33,57% aos obtidos utilizando o ED6 e ED3, respectivamente. Quando o motor operou com os combustíveis ED12 e ED15 foram encontrados os menores valores da opacidade ($0,70 \text{ m}^{-1}$), este valor representa uma diminuição de 50% do obtido com o B5. As misturas ED, utilizadas em motores ciclo Diesel, podem reduzir a emissão de material particulado, sendo maior sua redução quanto maior a porcentagem do etanol. O conteúdo de O_2 nas misturas ED promove a diminuição de misturas ricas em combustível (CHEN et al., 2008; SHI et al., 2005; LAPUERTA; ARMAS & HERREROS, 2008).

Considerando os oito modos de operação e seus respectivos fatores de ponderação, foi calculada para cada combustível a opacidade média dos gases. Os resultados podem ser observados na Figura 25.

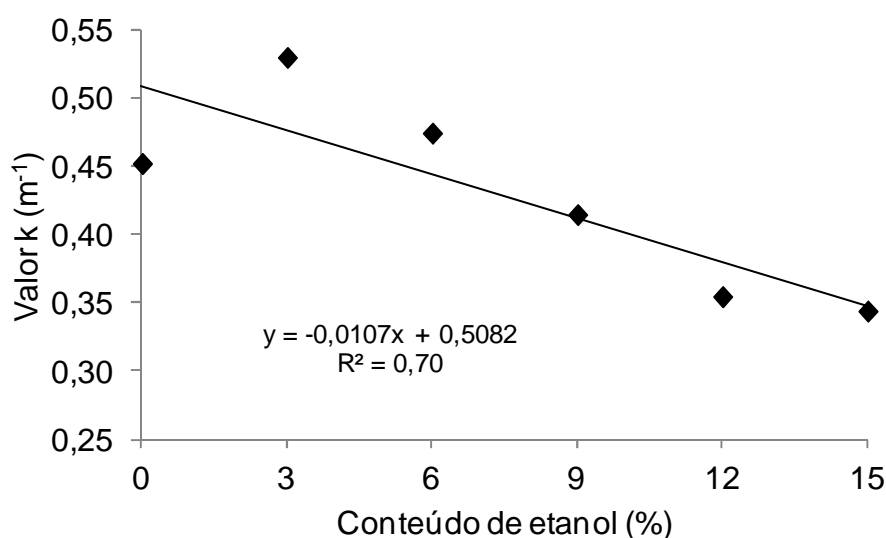


Figura 24 – Valor médio da opacidade em função do conteúdo de etanol.

Com o motor utilizando o ED3 ($0,53 \text{ m}^{-1}$) alcançou-se o maior valor total da opacidade, sendo este resultado 17,77% superior ao obtido utilizando B5 ($0,45 \text{ m}^{-1}$). Já operando com ED6 ($0,47 \text{ m}^{-1}$) a opacidade foi maior em 4,44% em relação à testemunha. Estes resultados podem ser explicados como consequência da injeção e pulverização defeituosa do B5 operando com baixas porcentagens de etanol (ED3 e ED6).

Valores totais de opacidade inferiores aos obtidos com a testemunha foram encontrados com as misturas de maior conteúdo de etanol: ED9 ($0,41 \text{ m}^{-1}$), ED12 ($0,35 \text{ m}^{-1}$) e ED15 ($0,34 \text{ m}^{-1}$), o que representou uma redução nos níveis de opacidade na ordem de 8,88, 22,22, e 24,44%, respectivamente. De forma geral segundo Chen, Shi-Jin & Jian-Xin (2007), o incremento de etanol no óleo Diesel, reduz as emissões de material particulado.

De acordo com Zhu et al. (2011), o etanol pode reduzir a formação dos precursores de fuligem devido à produção de radicais OH. A ausência de enxofre no biocombustível contribui na redução da opacidade dos gases, pois o enxofre compartilha o O_2 livre na fase tardia da combustão, com o carbono produto da queima parcial, do combustível aumentando a produção de material particulado (MAZIERO et al., 2006).

A redução da opacidade utilizando maiores porcentagens de etanol no óleo Diesel pode ser explicada pelo aumento significativo de O_2 proveniente da composição química do etanol, reduzindo a probabilidade da formação de mistura rica na câmara de combustão do motor (PICKETT & SIEBERS, 2004).

Resultados similares aos encontrados neste trabalho foram relatados por Corkwell, Jackson & Daly (2003), Armas, Garcia-Contreras & Ramos (2012) e Ahmed (2001), que utilizando ED10 encontraram uma redução total na opacidade dos gases do motor de 17, 18 e 20% respectivamente, quando comparado com o óleo Diesel. Já Ahmed (2001), que também pesquisou a opacidade dos gases, operando o motor com o ED15, como combustível, encontrou uma diminuição de 24% da opacidade.

4.2.2. Dióxido de carbono (CO₂)

As emissões de CO₂, para todos os combustíveis utilizados, alcançaram seus mínimos valores operando no modo M8, sendo o valor médio deste modo 1,35% vol. Observando no modo M8 os valores obtidos de CO₂ e opacidade, percebe-se que a combustão melhora com o incremento do etanol no B5, visto que incrementa os níveis de CO₂ utilizando os combustíveis ED12 (1,38% vol.) e ED15 (1,45% vol.), diminuindo sua opacidade.

Na Figura 26 pode-se observar a variação nos níveis de CO₂ emitidos pelo motor operando sob carga (M1-M7). Nota-se que conforme aumentou a carga aplicada, maiores os valores emitidos de CO₂. Tendência similar foi encontrada por Tomic et al. (2013) e Perin (2014) utilizando esta mesma norma. Já nos modos localizados a partir da rotação de torque máximo, encontraram-se as maiores emissões operando no modo M5, onde os máximos valores de CO₂ aconteceram utilizando ED3, ED6 e B5.

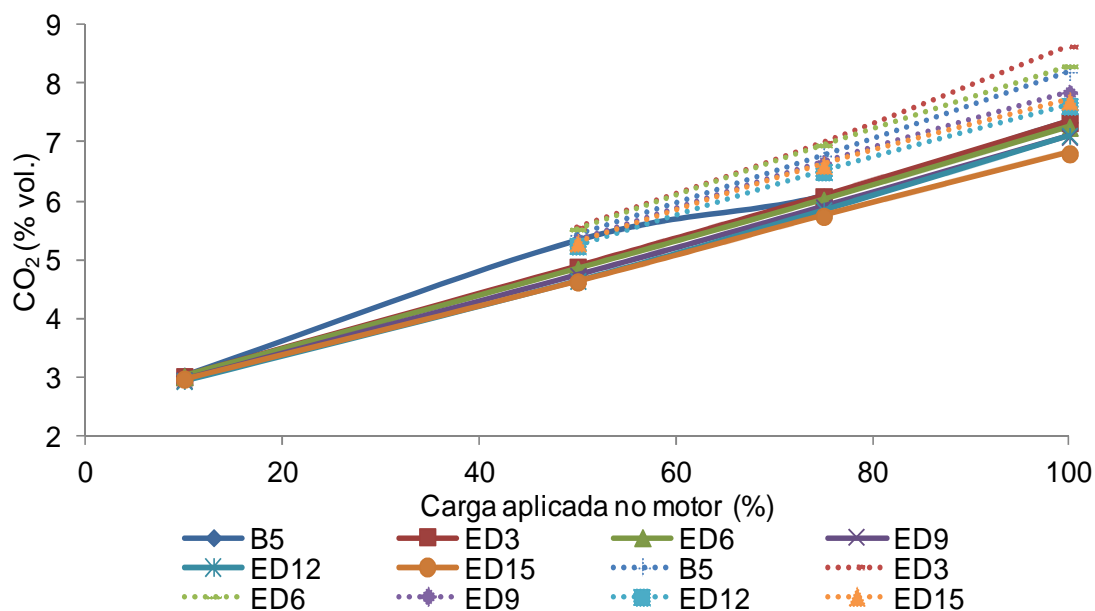


Figura 25 – Variação de CO₂ (% vol.) do motor sob carga para os diferentes combustíveis (— rotação nominal, 2100 rpm, rotação de torque máximo).

Na Tabela 14 estão apresentados os valores das emissões de CO₂ para as medições realizadas sob carga. Nota-se que dos modos M1 ao M4 foram obtidos, utilizando B5, os maiores valores de CO₂. Operando o motor com as misturas ED a combustão perde eficiência pelo excesso de O₂, diminuindo os valores de CO₂ emitido.

Tabela 8 – Valor do CO₂ (% vol.) do motor operando sob carga.

Modo	Rotação nominal				Rotação de torque máximo		
	M1*	M2	M3	M4	M5	M6	M7
B5	7,35 a	6,08 a	5,33 a	3,03 a	8,20 c	6,78 c	5,43 c
ED3	7,35 a	6,08 a	4,89 b	3,02 b	8,64 a	7,00 a	5,56 a
ED6	7,27 b	6,02 b	4,85 c	3,02 b	8,30 b	6,96 b	5,52 b
ED9	7,10 d	5,90 c	4,74 d	2,97 d	7,85 d	6,66 d	5,32 d
ED12	7,12 c	5,85 d	4,65 e	2,95 e	7,62 f	6,51 f	5,24 f
ED15	6,81 e	5,75 e	4,64 f	2,98 c	7,71 e	6,62 e	5,30 e
Média	7,29	5,95	4,85	3,00	8,05	6,75	5,40
C.V. (%)	2,84	2,27	5,27	1,18	4,85	2,88	2,36

* Resultados com a mesma letra na coluna não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

No modo M1, a emissão de CO₂ operando o motor com ED15, teve uma redução de 7,34% do valor obtido com B5. No modo M4, realizando esta mesma comparação, a redução foi somente de 1,65%. Este último resultado pode ser explicado pela menor carga aplicada no modo M4, o que permite ao motor operar utilizando menos combustível o que resulta em menor emissão de CO₂. Por este motivo, neste modo, foram obtidos os menores valores de CO₂ operando sob carga.

Em referência à diminuição de emissões do motor utilizando combustíveis oxigenados Usta et al. (2005) indicam que estes são mais eficazes na presença de combustão com mistura rica e a plena carga. Já para cargas parciais a quantidade de combustível injetado diminui, tornando a mistura a um tipo pobre.

Para os modos localizados a partir da rotação de torque máximo (M5, M6 e M7), as maiores emissões de CO₂, já deixaram de acontecer utilizando B5, sendo seus valores superados pelas emissões alcançadas com o ED6 e o ED3, encontrando-se com este último combustível, as maiores emissões de CO₂ para estes modos.

As maiores emissões de CO₂ operando com o ED3 e o ED6, sugerem que o conteúdo de O₂ destas misturas, melhora a relação ar/combustível na câmara do motor, recuperando a eficiência na combustão, diminuída pela menor rotação operando nos modos M5, M6 e M7. Os menores níveis de CO₂ obtidos a partir da mistura ED9 indicam que a combustão foi menos eficiente.

A maior emissão média de CO₂ (8,05% vol.) trabalhando no modo M5 pode-se justificar pelo fato do motor, neste modo, se encontrar operando no limite da sua capacidade. A carga aplicada no modo M5 ocasiona uma maior queda na rotação do motor em relação aos outros modos, motivo pelo qual, a bomba injetora alimenta o motor com maior quantidade de combustível, conseqüentemente são gerados maiores níveis de CO₂. No modo M5, utilizando o ED15, a emissão de CO₂ foi reduzida em 5,98% em relação do valor obtido com B5. Resultados médios das emissões de CO₂ (% vol.), considerando os oito modos de operação, para cada combustível, são apresentados na Figura 27.

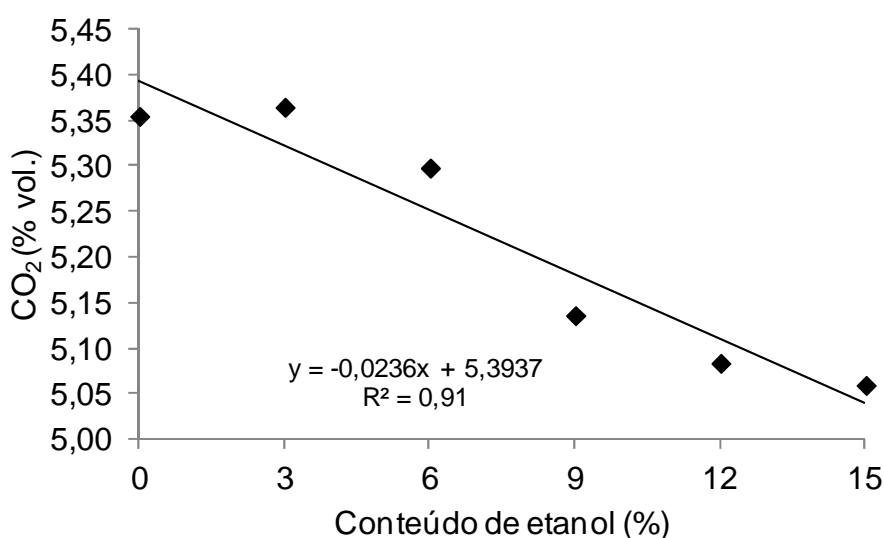


Figura 26 – Valor médio de CO₂ (% vol.) em função do conteúdo de etanol.

A maior emissão de CO₂ (Figura 27) foi obtida operando o motor com o ED3 (5,37% vol.), sendo este valor semelhante ao alcançado utilizando o B5 (5,36% vol.). Ainda similar a estes resultados foi a emissão obtida operando com o ED6 (5,30% vol.), onde os níveis de CO₂ foi reduzido em 1,12% em relação à testemunha.

Operando o motor com as misturas ED9 (5,14% vol.) e ED12 (5,08% vol.), a redução total nas emissões de CO₂ foi mais acentuada, conseguindo-se uma diminuição do valor obtido com o B5 de 4,10% e 5,20%, respectivamente. Já quando o motor trabalhou com o ED15 (5,06% vol.), foi obtido o menor valor da emissão total de CO₂ nesta pesquisa, onde a redução foi de 5,60%.

Resultados obtidos em pesquisas similares relatam que a adição de etanol, em altas porcentagens, no óleo Diesel diminui a emissão de CO₂ durante o processo de combustão (CHAUHAN et al., 2011; HE et al., 2003; HULWAN & JOSHI, 2011).

Aplicando diferentes cargas no motor a uma rotação constante de 2000 rpm e utilizando ED10 como combustível, Guarieiro et al. (2009) encontraram resultados similares aos apresentados neste trabalho, onde obtiveram uma redução máxima de 6% na emissão de CO₂, comparado com o valor obtido com o óleo Diesel. Trabalhando com a mesma mistura, Rodríguez (2003) e Lofvenberg (2009), também encontraram uma redução na emissão total de CO₂ na ordem de 8 e 3,6% respectivamente.

4.2.3. Gases nitrogenados (NO_x)

Neste trabalho os gases NO e NO₂, serão analisados de forma conjunta, sendo denominados como gases NO_x. Esta medida foi adotada visto que, durante o experimento de emissões, a porcentagem média de NO, para os seis combustíveis utilizados, representou 90,63% do total dos gases NO_x. Resultado similar foi encontrado por Perin (2014) que analisando 11 diferentes combustíveis encontrou que, em média para todos estes, 93,98% das emissões de NO_x foram compostas por NO.

Os resultado das emissões de NO_x no modo M8, podem ser explicados por um retardo no tempo da injeção do combustível na marcha lenta, sendo este fator segundo Giakoumis et al. (2013), importante na formação de NO_x. Devido a baixa

rotação do motor assim como a pequena temperatura gerada pela combustão no modo M8, o fator tempo da injeção passou a ser o principal item na geração de NO_x .

Na Figura 28 é apresentada a variação na emissão dos gases NO_x do motor sob carga utilizando os diferentes combustíveis.

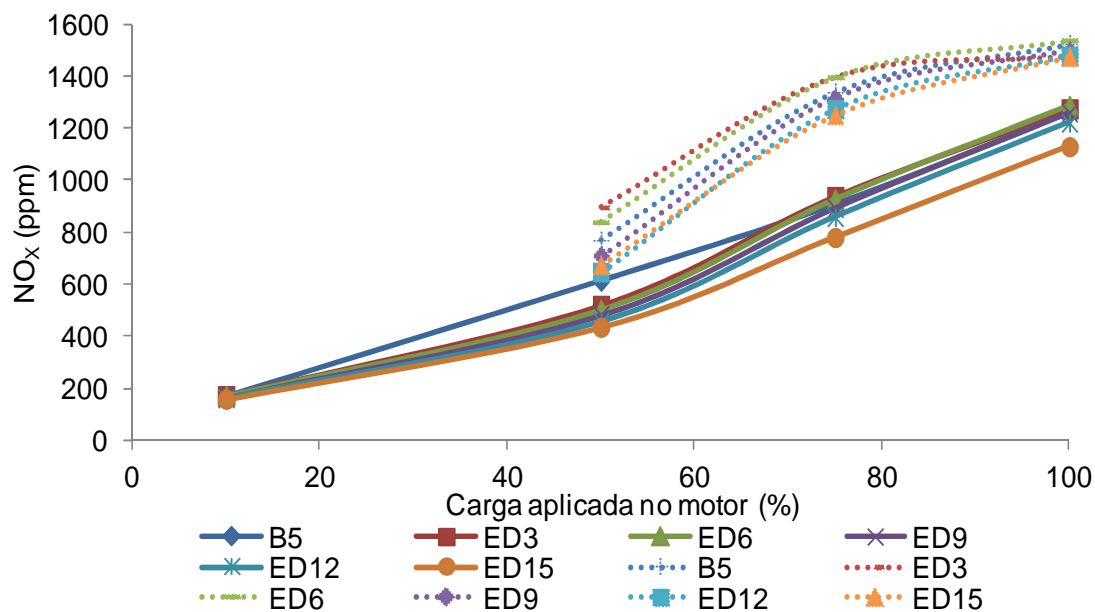


Figura 27 – Variação do NO_x (ppm) do motor sob carga para os diferentes combustíveis (— rotação nominal, 2100 rpm, rotação de torque máximo).

Observa-se na Figura 28 que, de uma forma geral, conforme aumentou a carga no motor, maior foi a emissão de gases NO_x . A mesma tendência foi encontrada por Huang et al. (2009) também trabalhando com misturas de ED.

Dos modos M4 ao M1, o incremento das emissões apresentou uma tendência linear, sendo alcançados no modo M1 seus maiores valores utilizando o ED6, ED3 e B5 respectivamente. Já nos modos localizados a partir da rotação de torque máximo, foi alcançado no modo M5 o valor máximo de NO_x quando foi utilizando como combustível o ED6.

Na Tabela 15 analisando-se dos M4 ao M1, obteve-se, como já foi comentado, o menor valor médio de NO_x no modo M4. Este resultado pode ser explicado pela alta rotação e a pouca carga aplicada no motor nesse modo. Para

maiores cargas, como acontece nos modos M3, M2 e M1, as rotações do motor diminuem, a bomba injeta maior quantidade de combustível, liberando mais calor na combustão, favorecendo a formação de NO_x.

Tabela 9 – Valor do NO_x (ppm) do motor operando sob carga.

Modo	Rotação nominal				Rotação de torque máximo		
	M1*	M2	M3	M4	M5	M6	M7
B5	1255,05 c	903,43 c	610,25 a	165,67 bc	523,17 b	1336,88 b	767,50 c
ED3	1272,75 b	935,38 a	517,63 b	170,15 ab	477,82 d	1396,90 a	894,20 a
ED6	1286,75 a	926,73 b	502,50 c	171,65 a	536,57 a	1394,62 a	837,68 b
ED9	1258,23 c	891,53 d	479,95 d	163,60 cd	495,63 c	1312,67 c	709,27 d
ED12	1219,18 d	856,27 e	454,07 e	159,73 de	477,13 d	1271,27 c	644,90 f
ED15	1127,45 e	778,38 f	432,90 f	156,55 e	473,75 d	1250,22 e	673,30 e
Média	1236,57	881,96	499,55	164,56	1497,34	1327,09	754,48
C.V. (%)	4,69	6,57	12,50	3,56	1,78	4,62	12,89

* Resultados com a mesma letra na coluna não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Utilizando ED15 no modo M1, a emissão de NO_x teve uma redução de 10,17% quando comparado com o B5. Fazendo a mesma comparação nos modos M2, M3 e M4, obtiveram-se reduções de 13,84, 29,06 e 5,50%, respectivamente.

Ainda na Tabela 15 pode-se observar que no modo M5 foi obtido o maior valor médio de NO_x (1.497,39 ppm) operando sob carga. Neste modo quando se utilizou o ED6 a quantidade emitida foi 1.536,57 ppm, a máxima alcançada no experimento. Nos modos M5, M6 e M7, as menores emissões de NO_x foram obtidas utilizando o ED15, quando comparados com B5 significou uma redução de 3,24; 6,48 e 12,27%, respectivamente.

As emissões médias de NO_x, considerando os oito modos de operação e seus respectivos fatores de ponderação, são apresentadas na Figura 29. Os maiores resultados do experimento foram alcançados quando o motor operou com o ED3 e o

ED6, sendo seus valores 844,04 e 842,22 ppm respectivamente. Estes valores foram superiores em 1,20 e 0,98% quando comparados com o resultado obtido utilizando B5 (834,02 ppm).

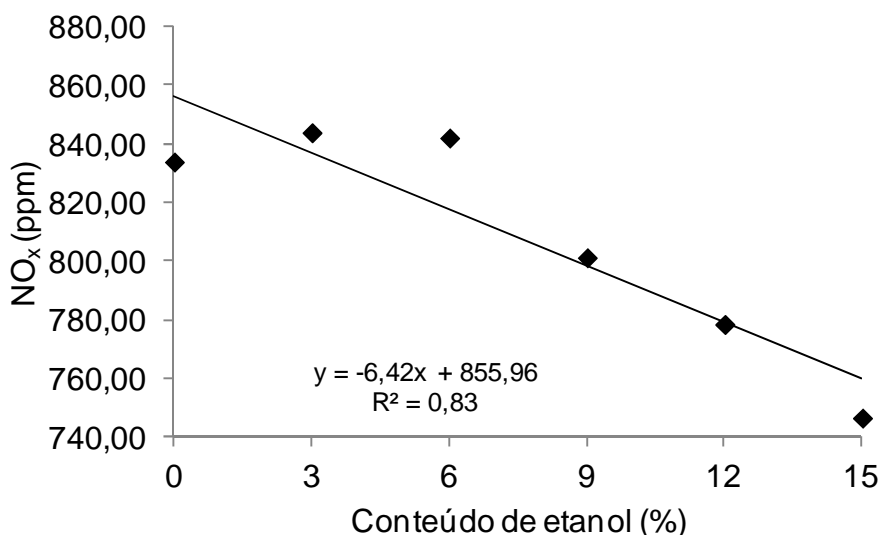


Figura 28 – Valor médio de NO_x (ppm) em função do conteúdo de etanol.

A mesma tendência foi encontrada nos resultados da temperatura dos gases de escape, onde operando com o ED3 (290,65 °C) e o ED6 (291,00 °C) foram obtidos maiores temperaturas em relação ao B5 (287,03 °C), evidenciando a influência da temperatura no resultado final da emissão de NO_x.

As menores emissões de NO_x foram alcançadas com os combustíveis que possuem maior conteúdo de etanol no B5. Utilizando o ED9 (801,37 ppm) e o ED12 (778,58 ppm) a redução na emissão de NO_x foi de 3,91 e 6,65% em relação ao B5, respectivamente.

Já com o ED15 (746,64 ppm) foi obtido o menor valor total de NO_x durante o experimento, sendo seu valor, menor em 10,48% do que havia sido obtido com a testemunha. Para os combustíveis ED9, ED12 e ED15, foram obtidos os menores valores da temperatura dos gases, sendo estes 277,53; 272,63 e 265,28 °C respectivamente.

Ahmed (2001) trabalhando em um motor ciclo Diesel e utilizando como combustíveis o ED10 e o ED15, encontrou uma diminuição na emissão de NO_x de 4 e 5% respectivamente, quando comparado ao óleo Diesel. Similares reduções foram encontrados por Li et al. (2005), que trabalhando com as mesmas misturas, obtiveram diminuições de 2,3 e 4,2% com o ED10 e ED15.

De forma semelhante, Lofvenberg (2009) e Gnanamoorthia & Devaradjaneb (2013) ao trabalhar com o ED10 encontraram diminuições nas emissões de NO_x em relação ao óleo Diesel, porém em porcentagens muito diferentes, sendo as reduções que relatam estes autores de 2,3 e 8,0% respectivamente. Já Song et al. (2010) operando com óleo Diesel e ED15, encontraram uma redução de 7,79% na emissão de NO_x utilizando a mistura oxigenada em relação do óleo Diesel.

Em relação à temperatura da combustão, utilizando misturas ED, Ren et al. (2008) e Hansen, Gratton & Yuan (2006), mostraram que sua diminuição devido ao maior calor de evaporação poderia suprimir as emissões de NO_x e concluíram que o etanol pode funcionar como um eficaz aditivo redutor destas emissões.

4.2.4. Oxigênio (O_2)

Trabalhando no modo M8, os níveis de O_2 foram os maiores do experimento, sendo seu valor médio 18,53% vol., para todos os combustíveis utilizados. Este resultado indica que nesse modo a mistura ar/combustível na câmara de combustão é pobre, sendo a quantidade de combustível injetado, nesse momento, o mínimo necessário para manter funcionando o motor.

Na Figura 30, observar-se o comportamento das emissões do O_2 segundo as cargas aplicadas. De uma forma geral, evidencia-se uma tendência linear decrescente dos resultados, sendo que conforme aumenta a carga aplicada ao motor, menores são as emissões de O_2 . Este resultado indica que com maior carga, mais O_2 foi utilizado na combustão devido ao incremento no débito da injeção de combustível.

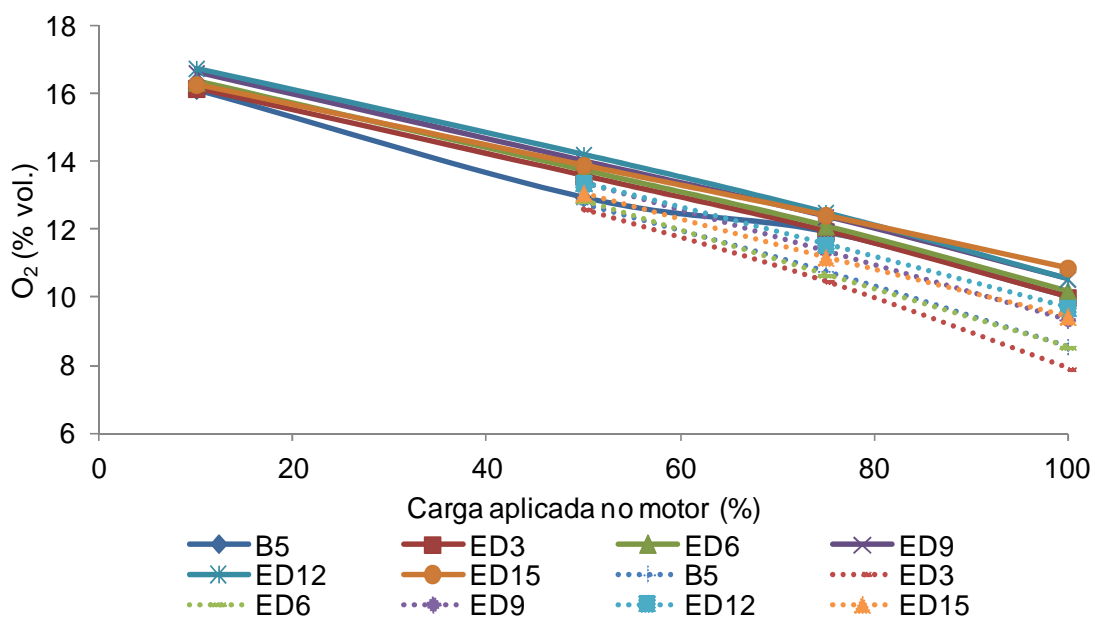


Figura 29 – Variação do O₂ (% vol.) do motor sob carga para os diferentes combustíveis (— rotação nominal, 2100 rpm, rotação de torque máximo).

Nos modos localizados a partir da rotação de potência máxima, nota-se maior conteúdo de O₂ devido à alta rotação do motor, já nos modos localizados a partir da rotação do torque máximo há uma tendência a emitir menor quantidade de O₂ produto da menor rotação e maior quantidade de combustível na câmara de combustão.

Pode-se observar na Tabela 16 que no modo M5 as emissões de O₂ foram as menores, indicando maior queima do combustível pela carga aplicada com o motor em baixa rotação. Neste modo, o menor valor foi obtido quando o motor operou com o ED3 (7,90% vol.), que diferiu estatisticamente dos resultados obtidos com outros combustíveis. Ainda no modo M5, o incremento na emissão de O₂ utilizando o ED15, em relação ao B5 foi de 10,39%. Este resultado indica que a utilização de maiores porcentagens de etanol favorece a formação de mistura pobre ar/combustível.

Tabela 10 – Valor do O₂ (% vol.) do motor operando sob carga.

Modo	Rotação nominal				Rotação de torque máximo		
	M1*	M2	M3	M4	M5	M6	M7
B5	10,05 e	11,95 e	12,96 f	16,12 f	8,57 d	10,79 d	12,78 d
ED3	10,01 f	11,96 e	13,59 e	16,17 e	7,90 f	10,47 f	12,60 e
ED6	10,21 d	12,12 d	13,75 d	16,35 c	8,53 e	10,66 e	12,84 c
ED9	10,56 c	12,39 c	14,02 b	16,63 b	9,36 c	11,38 b	13,38 a
ED12	10,57 b	12,52 a	14,23 a	16,77 a	9,71 a	11,57 a	13,38 a
ED15	10,89 a	12,44 b	13,91 c	16,29 d	9,46 b	11,20 c	13,09 b
Média	10,38	12,23	13,74	16,39	8,92	11,01	13,01
C.V. (%)	3,33	2,07	3,23	1,58	7,78	3,97	2,51

* Resultados com a mesma letra na coluna não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Ainda na Tabela 16, os maiores valores de O₂ foram obtidos no modo M4, o que pode ser explicado pela alta rotação do motor e a pequena carga aplicada neste modo. Utilizando B5 foram obtidos estatisticamente os menores valores quando se trabalharam nos modos M2, M3 e M4. Ao utilizar o ED15 nestes modos, o incremento na emissão de O₂ foi de 4,11; 7,37 e 1,08% respectivamente. Já no modo M1 realizando a mesma comparação, utilizando o ED15, foi emitido 8,32% a mais de O₂.

Os valores calculados de O₂ médios emitidos pelo motor são apresentados na Figura 31. Nota-se que os resultados têm tendência de aumentar conforme incrementa o conteúdo de etanol no B5. Este resultado indica que, de forma geral, as misturas ar/combustível na câmara se voltam mais pobre.

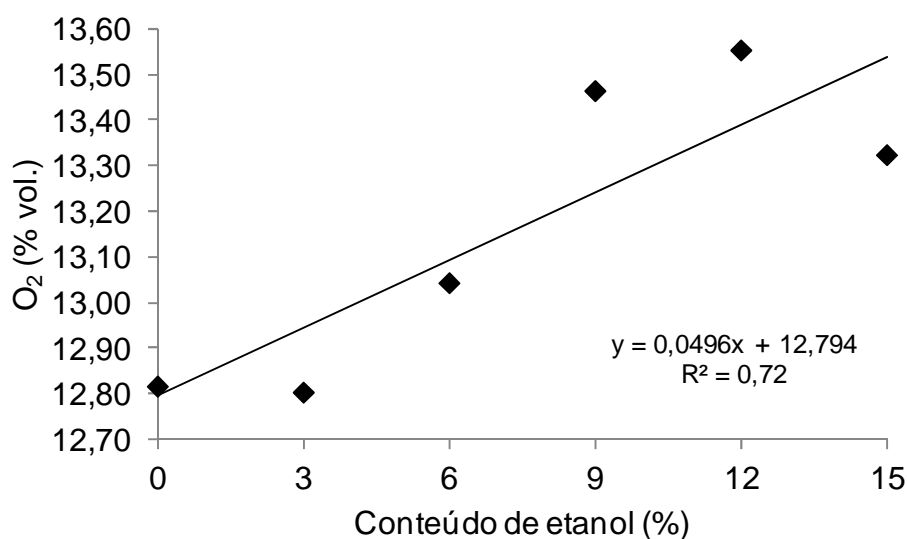


Figura 30 – Valor médio de O₂ (% vol.) em função do conteúdo de etanol.

A quantidade de O₂ emitido operando com o B5 (12,81% vol.) foi praticamente a mesma que a obtida com o ED3 (12,80% vol.). Já com maiores misturas a diferença foi aumentando. Utilizando o ED6 e o ED9 as emissões foram 13,04 e 13,46% vol., respectivamente. O máximo valor de O₂ emitido pelo motor foi obtido utilizando o ED12 (13,55% vol.), representando um incremento de 5,78% em relação ao B5.

De forma similar aos resultados obtidos nesta pesquisa, diversos trabalhos que estudaram as emissões de gases poluentes de motores Diesel, indicam que a adição de O₂, por meio do etanol no óleo Diesel, tem consequências favoráveis, diminuindo as emissões de material particulado, NO_x e CO₂ (SONG; ZELLO & BOEHMAN, 2004; DI; CHEUNG & HUANG, 2010; CUENCA; MARIN & DIAZ, 2011)

4.2.5. Temperatura dos gases (°C)

Assim como a quantidade de O₂, a temperatura dos gases de escape é importante para descrever o comportamento de algumas emissões de poluentes do motor. Quando o motor operou no modo M8, que corresponde à marcha lenta, a

temperatura dos gases foi a menor do experimento, sendo em média 191,17 °C. Este valor é justificado, visto que o motor neste modo se encontrava recebendo uma quantidade de combustível mínima. Este resultado também indica que a quantidade de ar é maior que a de Diesel, caracterizando a mistura como pobre; como foi determinado anteriormente ao analisar o comportamento de outros gases.

Na Figura 32, pode-se observar o comportamento da temperatura dos gases quando o motor operou sob carga, observando-se que a temperatura dos gases, vai aumentando conforme maior a carga aplicada no motor. Este resultado indica que uma maior quantidade de combustível está sendo utilizada na combustão.

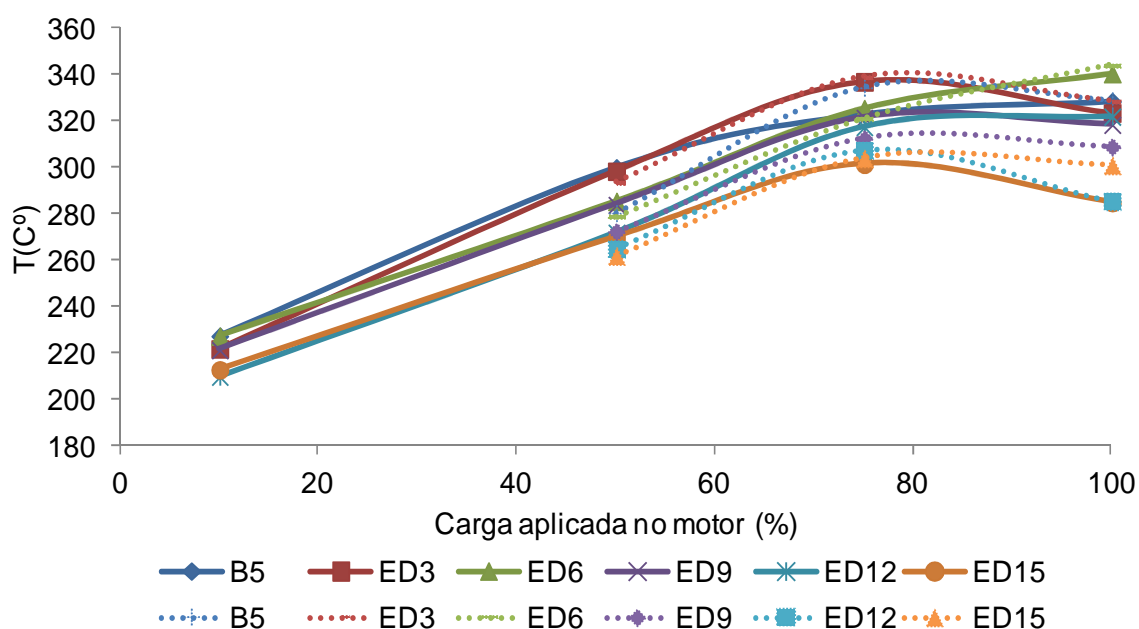


Figura 31 – Variação da T (°C) dos gases do motor sob carga para os diferentes combustíveis (— rotação nominal, 2100 rpm, rotação de torque máximo).

Já quando o motor trabalhou com 100% da carga aplicada (M1 e M5), a temperatura média dos gases diminuiu em relação aos modos com carga de 75% (M2 e M6). Este resultado evidencia a perda de eficiência na combustão nos modos M1 e M5, por mais que a injeção de combustível na câmara fosse maior, pela diminuição na rotação, o motor não conseguiu aproveitar toda esta, caracterizando a mistura ar/combustível nestes pontos como rica, principalmente no modo M5.

Os valores da temperatura dos gases operando com o motor sob carga, são apresentados na Tabela 17, analisando dos modos M1 ao M4, observa-se que nos modos M4 e M3, a temperatura foi maior utilizando o B5.

Tabela 11 – Valor da T (°C) dos gases de escape do motor operando sob carga.

Modo	Rotação nominal				Rotação de torque máximo		
	M1*	M2	M3	M4	M5	M6	M7
B5	328,50 ab	323,00 a	300,00 a	227,50 a	329,00 ab	334,50 a	280,50 ab
ED3	323,50 ab	337,00 a	298,50 a	222,00 a	328,50 ab	339,00 a	293,50 a
ED6	340,50 a	325,50 a	285,50 ab	227,50 a	344,00 a	321,00 ab	279,00 ab
ED9	318,50 b	321,50 ab	284,00 ab	221,50 a	309,00 bc	312,50 b	272,50 b
ED12	322,00 ab	317,50 ab	272,00 b	210,00 a	285,50 d	307,50 b	265,00 b
ED15	285,00 c	301,50 b	270,00 b	213,00 a	301,00 cd	304,00 b	262,00 b
Média	319,67	321,00	285,00	220,25	316,17	319,75	275,42
C.V. (%)	5,83	3,61	4,45	3,32	6,80	4,51	4,18

* Resultados com a mesma letra na coluna não diferem pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade de erro.

Já conforme aumentou a carga no motor, o maior calor liberado na combustão foi obtido operando com o ED3 (337,00 °C) e ED6 (340,50 °C) para os modos M2 e M1, respectivamente. Os resultados nestes modos são explicados pelo maior conteúdo de O₂ no ED3 e ED6 que melhoram a combustão nessas regiões de alta sobre carga. Observa-se que aumentando a porcentagem de etanol sobre esses valores a combustão torna-se deficiente.

Dos modos M5 ao M7, ainda na Tabela 17, os maiores valores de temperatura não foram obtidos utilizando B5, sendo estes valores atingidos com o ED6 (344 °C) no M5 e com o ED3 para os modos M6 e M7. Os valores da temperatura utilizando ED15, para os modos M5, M6 e M7, significaram uma diminuição de 8,51; 9,12 e 6,60%, em relação ao B5. Segundo Al-Farayedhi, Al-Dawood & Gandhidasan (2004) as baixas temperaturas na combustão são

características dos combustíveis oxigenados, sendo esperadas temperaturas menores dos gases poluentes do motor.

Na Figura 33 observam-se os valores médios da temperatura dos gases de escape do motor. Estes valores foram calculados da mesma forma que as emissões para cada combustível.

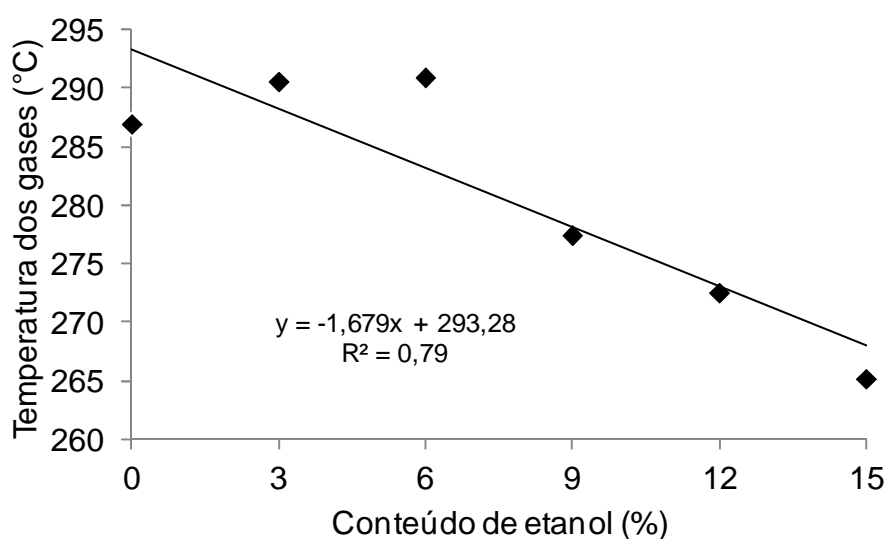


Figura 32 – Valor médio da T (°C) dos gases em função do conteúdo de etanol.

Nesta figura podemos confirmar que os maiores valores foram obtidos com o ED3 (287,03 °C) e ED6 (290,65 °C) em relação ao B5 (287,03 °C). Para as outras misturas ED os resultados da temperatura foram menores que a testemunha. Operando o motor com o ED9 (277,53 °C) e ED12 (272,63 °C), a temperatura obtida em relação ao B5 diminuiu em 3,42 e 5,28%, respectivamente. Utilizando o ED15 (265,28 °C), a diminuição foi máxima no experimento, sendo esta da ordem de 8,20%.

A diminuição na temperatura dos gases poluentes, produto do incremento de etanol no óleo Diesel, foi apontado como um dos principais responsáveis na diminuição dos gases NO_x (YUKSEL & YUKSEL, 2004; MÁRQUEZ, 2012). Tal tendência também foi encontrada neste trabalho.

5. CONCLUSÕES

A mistura de etanol com o óleo Diesel comum (B5) pode ser utilizada como alternativa de combustível em motores de tratores agrícolas, sem apresentar mudanças elevadas no seu desempenho, desde que o conteúdo de etanol na mistura seja em baixas porcentagens, até 12%.

Os valores de torque e potência do motor, utilizando o ED15, foram os que apresentaram maior diminuição, enquanto o consumo de combustível foi o maior durante o experimento. Operando com o ED12, os valores de torque e a potência média foram reduzidos em porcentagem inferior a 3%, em relação ao B5. Enquanto que ao utilizar estes combustíveis os consumos de combustível não diferiram.

Os valores da reserva de torque do motor foram incrementando conforme maior o conteúdo de etanol no B5, no entanto, este resultado não significou um benefício no desempenho do motor, visto que este incremento na reserva de torque foi devido a uma diminuição na faixa de utilização do motor, diminuindo também seu índice de elasticidade.

Com o motor operando sob carga, as emissões de poluentes no modo M5 apresentaram os maiores valores médios de opacidade, CO₂, e NO_x. Diferente foi o resultado obtido para o O₂, que neste modo apresentou os menores valores.

Conforme aumentou o conteúdo de etanol na mistura ED os valores das emissões e a opacidade dos gases apresentaram tendência a serem reduzidos, principalmente com porcentagens acima do 6%. Utilizando o ED3, em relação ao B5, não foi encontrada uma redução nas emissões de poluentes (CO₂, NO_x e opacidade), sendo, pelo contrário, incrementado seus valores. Similar tendência foi obtida com o ED6, que teve maiores valores de opacidade e NO_x em relação à testemunha.

Utilizando as misturas ED12 e ED15 foram encontrados os menores valores de opacidade, CO₂ e NO_x, sendo sua redução em relação ao B5 de 22,22 - 24,44%, 5,20 - 5,60% e 6,65 -10,48%, respectivamente. Sendo assim, ambos combustíveis foram os mais adequados para reduzir as emissões de poluentes.

Em relação às emissões dos gases analisados, encontrou-se uma relação inversamente proporcional entre a opacidade e CO₂ em relação ao O₂. Com

referência aos gases NO_x , foi encontrada uma relação diretamente proporcional com a temperatura dos gases e o O_2 .

Pelos resultados de desempenho do motor e emissões de gases poluentes pode-se considerar que a utilização do ED12, no motor do trator agrícola, oferece uma redução na emissão de poluentes significativa, sem uma perda considerável no desempenho do motor.

Durante a realização dos experimentos os problemas físicos (separação em fases) entre a mistura etanol-Diesel foram apresentados com maior ênfase quando se utilizaram as misturas com maiores porcentagens de etanol. Observado a pouca diminuição no desempenho do motor até o uso do ED12, se poderia recomendar o estudo de um estabilizador sintético ou maior conteúdo de biodiesel na mistura, visando obter sua homogeneidade em diferentes faixas de temperatura de utilização e para um determinado tempo de armazenamento deste combustível.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 12897**. Emprego do opacímetro para medição do teor de fuligem de motor Diesel – Método de absorção de luz. Rio de Janeiro, 1993. 8p.

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR ISO 8178-4**. Motores alternativos de combustão interna – Medição da emissão de gases de exaustão Parte 4: Ciclos de ensaio em regime constante para diferentes aplicações de motor. Rio de Janeiro, 2012. 26p.

AGARWAL, A. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. **Progress in energy and combustion science**, v. 33, n. 3, p. 233-271, 2007.

AGEJAS, L. A D. **Biocombustibles: utilización de los aceites vegetales como energía renovable**. 1ª Ed. 1996, Madrid: Ministerio de agricultura, pesca y alimentación, 203 p.

AHMED, I. Oxygenated Diesel: emissions and performance characteristics of ethanol/Diesel blends in CI engines. **SAE 2001-01-2475**, 2001.

AJAV, E. A.; SINGH B.; BHATTACHARYA T.K.; Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary Diesel engine using ethanol–Diesel blends as fuel. **Biomass Bioenergy**, v.17, n.4, p. 357–365, p.1999.

AL-FARAYEDHI, A. A.; AL-DAWOOD, A. M.; GANDHIDASAN, P. Experimental investigation of SI engine performance using oxygenated fuel. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 126, n. 1, p. 178–191, 2004.

AL-HASSAN, M.; MUJAFET H.; AL-SHANNAG M. An Experimental study on the solubility of a Diesel-Ethanol and on the Performance of a Diesel Engine Fueled With Diesel-Biodiesel-Ethanol-Blends. **Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering**, v. 6, n. 2, p. 147-153, 2012.

AMOROSO, A. et al. Observation of coinciding arctic boundary layer ozone depletion and snow surface emissions of nitrous acid. **Atmospheric Environment**, v. 40, n 11, p. 1949–1956, 2006.

ANFAVEA. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. **Anuário da Indústria Automobilística Brasileira 2014**. São Paulo, 2014. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/anuario.html>>. Acesso em: 03 nov. 2014.

ARMAS, O.; GARCIA-CONTRERAS, R.; RAMOS, A. Pollutant emissions from engine starting with ethanol and butanol Diesel blends. **Fuel Processing Technology**, v. 100, p. 63–72, 2012.

ASAE. American Society of Agricultural Engineers. **ASAE D497.5: Agricultural Machinery Management**. St. Joseph, 2006, p. 343-349.

BEDOSTI A. **Il trattore agricolo. Scelta, uso e manutenzione**. Bologna: Edagricole, 1984. 202p.

BRYANT, L. The development of the Diesel engine. **Technology and Culture**, v. 17, n. 3, p. 432–446, 1976.

CAN, O.; ÇELIKTEN, İ.; USTA, N. Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures. **Energy Convers Manage**, v. 45, n. 15–16, p. 2429–2440, 2004.

CASTILLO-HERNÁNDEZ, P.; MENDOZA-DOMÍNGUEZ, A.; CABALLERO-MATA, P. Análisis de las propiedades fisicoquímicas de gasolina y Diesel mexicanos reformulados con etanol. **Ingeniería Investigación y Tecnología** v. 13, n. 3, p. 293-306, 2012.

CECH, R.; TOMCÍK, P. Measurement of combustion engine power characteristics, correction factors. **Transactions of the VŠB – Technical University of Ostrava, Mechanical Series**, v. LVI, n. 1, p. 31-39, 2010.

CHAUHAN, B. S. et al. Experimental studies on fumigation of ethanol in small capacity Diesel engine. **Energy**, v. 36, n. 2, p. 1030–1038, 2011.

CHEENKACHORN, K.; NARASINGHA, M. H.; PUPAKORNNOPPARUT, J. Biodiesel as an additive for diesohol. **The joint international conference on sustainable energy and environment**, Thailand, v. 3, n. 002, p. 171–175, 2004.

CHEN, H. et al. Study of oxygenated biomass fuel blends on a Diesel engine, **Fuel**, v. 87, n. 15- 16, p. 3462–3468, 2008.

CHEN, H.; SHI-JIN, S.; JIAN-XIN, W. Study on combustion characteristics and PM emission of Diesel engines using ester-ethanol-Diesel blended fuels. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 31, n. 2, p. 2981–2989, 2007.

CHEN, Z. Q. et al. Physical-Chemical properties of ethanol-Diesel blend fuel and its effect on the performance and emissions of a turbocharged Diesel engine. **International Journal of Automotive Technology**, v. 10, n. 3, p. 297-303, 2009.

CORKWELL, K. C.; JACKSON, M. M.; DALY, D. T. Review of exhaust emissions of compression ignition engines operating on EDiesel fuel blends. **SAE 2003-01-3283**, 2003.

CRUZ, Y. R. **Combustíveis alternativos: Mistura de etanol anidro ao óleo Diesel para motores de ciclo Diesel com sistema de injeção de bomba rotativa**. 2009. 162f. Tese (Doutorado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2009.

CUENCA, F. G.; MARIN, M. G.; DIAZ, M. B. F. Effects of ethylene glycol ethers on Diesel fuel properties and emissions in a Diesel engine. **Energy Conversion and Management**, v. 52, n. 8-9, p. 3027–3033, 2011.

DI, Y.; CHEUNG, C. S.; HUANG, Z. Experimental investigation of particulate emissions from a Diesel engine fuelled with ultralow-sulphur Diesel fuel blended with diglyme. **Atmospheric Environment**, v.44, n. 1, p. 55–63, 2010.

DONALDSON, G. F. **Farm machinery testing: scope and purpose in the measurement and evaluation of farm machinery**. 8^a Ed. Ottawa: Royal commission on Farm Machinery, 1970. 92p.

DURKOVIC, R. E.; DAMJANOVIC, M. Regression models of specific fuel consumption curve and characteristics of economic operation of internal combustion engines. **Mechanical engineering**, v. 4, n. 1, p. 17-26, 2006.

EPE. Empresa de Pesquisa Energética. **Balço Energético Nacional 2014: Ano base 2013**. Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2014.pdf>. Acesso em: 25 ago. 2014.

EPI. Earth Policy Institute. **World Fuel Ethanol Production, 1975-2012**. Disponível em: <http://www.earth-policy.org/data_center/C23>. Acesso em: 01 dez. 2014.

FARIAS, M. S. **Avaliação de motores de tratores agrícolas utilizando dinamômetro móvel**. 2014. 162f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2014.

FERNANDO, S.; HALL, C.; JHA, S. NO_x reduction from biodiesel fuels. **Energy & Fuels**, v. 20, n. 1, p. 376–382, 2006.

FERNANDO, S.; HANNA, M. Development of a novel biofuel blend using ethanol–biodiesel–Diesel microemulsions: EB-Diesel. **Energy & Fuels**, v. 18, n. 1, p. 1685–1703, 2004.

FONSECA, C. H. M **Substituição do óleo Diesel por combustível alternativo na geração de energia elétrica**. 2007. 91p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

FRONDIZI, I. M. R. L. **O mecanismo de desenvolvimento limpo: guia de orientação 2009**. Rio de Janeiro: Imperial Novo Milênio, 2009, 45 p.

GEVER, J. et al. **Beyond oil: the threat to food and fuel in the coming decades**. 3ª Ed. Niwot: University Press of Colorado, 1991. 351p.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. 3ª Ed. Espanha: Dossat, 1980. 752p.

GIAKOUMIS, E. G. et al. Exhaust emissions with ethanol or n-butanol Diesel fuel blends during transient operation: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. v. 17, p. 170–190, 2013.

GNANAMOORTHIA, V.; DEVARADJANE, G. Effect of Diesel-Ethanol Blends on Performance, Combustion and Exhaust Emission of a Diesel Engine. **International Journal of Current Engineering and Technology**. V. 3, n. 1, p. 36-42, 2013.

GOERING, C. E. **Engine and tractor power**. 3ª Ed. USA: ASAE, 1992. 539p.

GUARIEIRO, L. L. N. et al. Emission profile of 18 carbonyl compounds, CO, CO₂, and NO_x emitted by a Diesel engine fuelled with Diesel and ternary blends containing Diesel, ethanol and biodiesel or vegetable oils. **Atmospheric Environment**, v. 43, n. 17, p. 2754–2761, 2009.

GUIBET, J. **Fuels and engines**. 2ª Ed. Paris: Technip, 1999. 784p.

HANSEN, A. C. et al. On-farm evaluation of Diesel fuel oxygenated with ethanol. **ASAE Paper**, n. 01-6173, St. Joseph, MI., 2001.

HANSEN, A. C.; GRATTON, M.R.; YUAN, W. Diesel engine performance and NO_x emissions from oxygenated biofuels and blends with Diesel fuel. **ASABE**, v. 49, n. 3, p. 589–595, 2006.

HANSEN, A. C.; ZHANG, Q.; LYNE, P. W. L. Ethanol-Diesel fuel blends – a review. **Bioresource Technology**, v. 96, n. 3, p. 277–285, 2005.

HANSSON, P.; NORÉN, O.; BOHM, M. Effects of Specific Operational Weighting Factors on Standardized Measurements of Tractor Engine Emissions. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 74, n. 4, p. 347-353, 1999.

HE, B. Q. et al. The effect of ethanol blended Diesel fuels on emissions from Diesel engine. **Atmospheric Environment**, v. 37, n. 35, p. 4965–4971, 2003.

HEDBOM, A. Emission tests of two Volvo/VME heavy duty off road engines. **AB Svensk Bilprovning**, Haninge, Sweden, Report MTC 9307A.1994.

HOSSEINPOOR, A. R. et al. Air pollution and hospitalization due to angina pectoris in Tehran. **Environmental Research**, v. 99, n. 1, p.126–131, 2005.

HUANG, J. et al. Experimental investigation on the performance and emissions of a Diesel engine fuelled with ethanol–Diesel blends. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 11-12, p. 2484–2490, 2009

HULWAN, D. B.; JOSHI, S. V. Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI Diesel engine running on Diesel–ethanol–biodiesel blends of high ethanol content. **Applied Energy**, v. 88, n. 12, p. 5042–5055, 2011.

ISO. International Standard Organization. **ISO 8178-1**: Reciprocating internal combustion engines — Exhaust emission measurement — Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 2006. 124p.

KASS, M. D. et. al. Emissions from a 5.9 liter Diesel engine fueled with ethanol Diesel blends. **SAE 2001-01-2018**, 2001.

KWANCHAREON, P.; LUENGNARUEMITCHAI, A.; JAIN-IN, S. Solubility of a Diesel-biodiesel-ethanol blend, its fuel properties, and its emission characteristics from Diesel engine. **Fuel**, v. 86, n. 7-8, p. 1053-1061, 2007.

LAPUERTA M.; ARMAS O.; GARCÍA-CONTRERAS R. Stability of Diesel-bioethanol blends for use in Diesel engines. **Fuel** v. 86, n.10-11, p. 1351-1367, 2007.

LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; GARCÍA-CONTRERAS, R. Effect of ethanol on blending stability and Diesel engine emissions. **Energy & Fuels**, v. 23, n. 9, p. 4343-4354, 2009.

LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; HERREROS, AND J. M. Emissions from a Diesel-bioethanol blend in an automotive Diesel engine. **Fuel**, v. 87, n. 1, p. 25–31, 2008.

LI, D. et al. Physico-chemical properties of ethanol–Diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of Diesel engines. **Renewable Energy**, v. 30, n. 6, p. 967–976, 2005.

LILJEDAHN et al. **Tractors and their power units**. USA: Ed. ASAE, 1996, 463p.

LOFVENBERG, U. Short report from emission test using low blend of ethanol derivative in Diesel fuel. **TREN/05/FP6EN/S07.53807/019854**, 2009.

MAPA. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **O Aquecimento Global e a Agricultura de Baixa Emissão de Carbono**. Brasília, 2011. Disponível em: <http://www.agricultura.gov.br/arq_editor/file/Desenvolvimento_Sustentavel/Abc/8.pdf>. Acesso em: 17 nov. 2014.

MÁRQUEZ, L. **Solo trator'90**. Madrid: Laboreo, 1990, 231p.

MÁRQUEZ, L. **Tractores agrícolas: Tecnologías y utilización**. España: B&H Grupo Editorial, 2012, 844p.

MARTINEZ-ALIER, J.; SCHUPMANN, K. **Ecological Economics: energy, environment and society**. Oxford, Oxford: Basil Blackwell, 1987, 286p

MARTONEN, T. B.; SCHROETER, J. D. Risk assessment dosimetry model for inhaled particulate matter: I. Human subjects. **Toxicol Lett**, v. 138, n. 1-2, p. 119–132, 2003.

MAZIERO, J. V. G. et al. Avaliação de emissões poluentes de um motor Diesel utilizando biodiesel de girassol como combustível. **Engenharia na Agricultura**, Viçosa, v. 14, n. 4, p. 287-292, 2006.

MENEZES, T. J. B. **Etanol, o combustível do Brasil**. São Paulo: Agronômica Ceres, 1980. 233p.

MIALHE, L. G. **Máquinas motoras na agricultura**. São Paulo, SP: EDUSP/USP, 1980. 289p.

MIALHE, L. G. **Máquinas agrícolas: ensaios & certificações**. Piracicaba, SP: CNPq-PADCT/TIB-FEALQ, 1996. 722p.

OECD. Organization For Economic Cooperation and Development. 2014. **Crude oil import prices**. Disponível em: <<http://data.oecd.org/energy/crude-oil-import-prices.htm>>. Acesso em: 11 dez. 2014.

ORTIZ-CAÑAVATE, J. **Tractores. Técnica y seguridad**. España: Paraninfo, 2012, 222p.

PERIN, G. F. **Desempenho e emissões de motor agrícola ciclo Diesel utilizando diferentes combustíveis**. 2014. 124f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2014.

PICKETT, M. P.; SIEBERS, D. L. Soot in Diesel fuel jets: effect of ambient density, and injection pressure. **Combustion and Flame**, v. 138, n. 1–2, p. 114–135, 2004.

RACHE, A. M. **Mecânica Diesel**. Brasil: Hemus, 2004. 535p.

RAHIMI, H. et al. Diesterol: an environment-friendly IC engine fuel. **Renewable Energy**, v. 34, n. 1, p. 335–342, 2009.

RAKOPOULOS, D. C. et al. Effect of ethanol– Diesel fuel blends on the engine performance and emissions of heavy duty DI Diesel engine. **Energy Convers Manage**, v. 49, n. 11, p. 3155–3162, 2008.

REN, Y. et al. Effect of the addition of ethanol and cetane number improver on the combustion and emission characteristics of a compression ignition engine.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, v. 222, p. 1077–87, 2008.

RIBEIRO, N. M. et al. The role of additives for Diesel and Diesel blended (ethanol or biodiesel) fuels: a review. **Energy & Fuels**, v. 21, n. 4, p. 2433–2445, 2007.

RODRÍGUEZ, J. C. **Life Cycle Assessment Of Wood-Based Ethanol-Diesel Blends (E-Diesel)**. 2003. 87f. Thesis (Master Of Science), International Msc In Environmentally Sustainable Process Technology, Chalmers University Of Technology, 2003.

SAYIN, C. Engine performance and exhaust gas emissions of methanol and ethanol-Diesel blends. **Fuel**, v. 89, n. 11, p. 3410-3415, 2010.

SHADIDI, et al. Experimental investigation of the tractor engine performance using diesohol. **Applied Energy**, v. 114, p. 874-879, 2014.

SHARKEY, A. J.; CHANDROTH, G. O.; SHARKEY, N. E. A multi-net system for the fault diagnosis of a Diesel engine. **Neural computing & Applications**, v. 9, n. 2, p. 152-160, 2000.

SHI, X. et al. Emission characteristics using methyl soyate-ethanol-Diesel fuel blends on a Diesel engine. **Fuel**, v. 84, n. 12-13, p. 1543–1549, 2005.

SHI, X. et al. Combination of biodiesel– ethanol–Diesel fuel and SCR catalyst assembly to reduce emissions from a heavy-duty Diesel engine. **Journal of Environmental Sciences**, v. 20, n. 2, p. 177–182, 2008.

SONG, C. et al. Carbonyl compound emissions from a heavy-duty Diesel engine fueled with Diesel fuel and ethanol–Diesel blend. **Chemosphere**, v. 79, n. 11, p. 1033-1039, 2010.

SONG, J.; ZELLO, V.; BOEHMAN, A. L.; Comparison of the impact of intake oxygen enrichment and oxygenation on Diesel combustion and emissions. **Energy & Fuel**, v. 18, n. 5, p. 1282–1290, 2004.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines**. 6t ed. USA: Ed. SAE, 1999. 574p.

TADANO, Y. S. et al. Gaseous emissions from a heavy-duty engine equipped with SCR aftertreatment system and fuelled with Diesel and biodiesel: Assessment of pollutant dispersion and health risk. **Science of The Total Environment**, v. 500–501, n. 1, p. 64-71, 2014.

TOMIC, M. D. et al. Effects of fossil diesel and biodiesel blends on the performances and emissions of agricultural tractor engines. **Thermal Science**, v. 17, n. 1, p. 263-278, 2013.

TORRES-JIMENEZ, E. et al. Physical and chemical properties of ethanol-Diesel fuel blends. **Fuel**, v. 90, n. 2, p. 795-802, 2011.

USTA, N. et al. Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diesel engine. **Energy conversion & Management**, v. 46, n. 5, p. 741-755, 2005.

YILMAZ, N.; DONALDSON, A. B. Modeling of chemical processes in a Diesel engine with alcohol fuels. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 129, n. 4, p. 355–359, 2007.

YILMAZ, N.; DONALDSON, A. B.; JOHNS, A. Some perspectives on alcohol utilization in a compression ignition engine. **SAE 2005-01-3135**, 2005.

YUKSEL, F.; YUKSEL, B. The use of ethanol–gasoline blend as a fuel in a SI engine. **Renew Energy**, v. 29, n. 7, p. 1181–1191, 2004.

ZHU, L. et al. Combustion performance and emission characteristics of a Diesel engine fuelled with ethanol-biodiesel blend. **Fuel**, v. 90, n. 5, p. 1743–1750, 2011.

APÊNDICE E ANEXO

Apêndice A – ANOVA e *Tukey* para as variáveis de desempenho do motor.

ANOVA- POTÊNCIA

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	319,3	63,9	512,1		0,0
F2	7	5421,6	774,5	6209,6		0,0
F1*F2	35	23,0	0,7	5,3		0,0
erro	96	12,0	0,1			
Total	143	5775,9				

CV (%) = 0,5; Média geral: 66,7; Número de observações: 144

ANOVA- TORQUE

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	9747,1	1949,4	561,0		0,0
F2	7	35458,3	5065,5	1457,7		0,0
F1*F2	35	253,8	7,2	2,08		0,0
erro	96	333,6	3,5			
Total	143	45792,9				

CV (%) = 0,51; Média geral: 363,7; Número de observações: 144

Sendo para ambas as tabelas:

F1: Combustíveis utilizados ; F2: Rotações do motor

Teste de Tukey - Potencia do motor (kW) para os diferentes tipos de combustíveis e pontos de avaliação do motor																		
TRAT.	2100		2000		1900		1800		1700		1600		1500		1400		Media	
B5	75,92	a	74,52	a	72,83	a	70,88	a	68,65	a	65,20	a	60,80	a	57,17	a	68,25	a
ED3	76,07	a	74,77	a	72,61	a	71,03	a	68,26	a	64,37	ab	60,19	a	56,66	ab	68,00	ab
ED6	75,46	a	74,23	a	72,22	a	70,74	a	68,08	a	64,40	ab	60,66	a	56,23	b	67,75	b
ED9	73,40	b	72,47	b	70,42	b	68,69	b	67,03	b	62,86	b	59,11	b	54,86	c	66,11	c
ED12	73,08	b	71,96	b	70,42	b	68,83	b	66,96	b	64,01	c	59,18	b	55,30	c	66,22	c
ED15	70,20	c	69,48	c	68,00	c	66,53	c	64,73	c	61,63	d	57,42	c	53,64	d	63,95	d
Média	74,02		72,91		71,08		69,45		67,28		63,74		59,56		55,64			

Teste de Tukey - Torque do motor (N.m) para os diferentes tipos de combustíveis e pontos de avaliação do motor																		
TRAT.	2100		2000		1900		1800		1700		1600		1500		1400		Media	
B5	342,00	a	354,24	a	362,52	a	372,96	a	381,96	a	384,48	a	384,48	a	385,56	A	371,03	a
ED3	343,08	a	354,96	a	363,24	a	374,04	a	381,24	a	382,32	ab	381,96	a	383,40	Ab	370,53	a
ED6	339,84	a	352,08	a	361,08	a	372,24	a	380,16	a	381,96	ab	382,32	a	380,88	B	368,82	b
ED9	330,48	b	343,80	b	352,08	b	362,16	b	373,32	b	373,68	bc	374,04	b	372,24	C	360,23	c
ED12	328,68	b	341,28	b	351,00	b	361,44	b	371,88	b	378,00	c	374,40	b	374,04	C	360,09	c
ED15	315,72	c	328,68	c	337,68	c	349,20	c	359,64	c	365,40	d	362,16	c	362,88	D	347,67	d
Média	333,30		345,84		354,60		365,34		374,70		377,64		376,56		376,50			

 ANOVA- CONSUMO ESPECÍFICO

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	6400,9	1280,2	18,2		0,0
F2	7	3941,2	563,0	8,0		0,0
F1*F2	35	1718,1	49,1	0,7		0,9
Erro	96	6744,9	70,3			
Total	143	18805,1				

CV (%) = 3,69; Média geral: 226,9; Número de observações: 144

 ANOVA- CONSUMO HORARIO

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	17,9	3,6	8,8		0,0
F2	7	536,6	76,7	189,8		0,0
F1*F2	35	9,4	0,3	0,7		0,9
Erro	96	38,8	0,4			
Total	143	602,6				

CV (%) = 3,53; Média geral: 18,0; Número de observações: 144

Sendo para ambas as Tabelas:

F1: Combustíveis utilizados; F2: Rotações do motor

Teste de Tukey - Consumo Específico (g/kW.h) para os diferentes combustíveis e pontos de avaliação do motor																		
TRAT.	2100		2000		1900		1800		1700		1600		1500		1400		Média	
B5	221,84	a	236,25	ab	234,76	a	228,88	a	223,60	a	217,31	ab	227,00	a	226,15	a	226,97	b
ED3	217,84	a	223,45	b	227,04	a	219,00	a	216,84	a	200,57	b	204,34	b	199,15	b	213,53	c
ED6	219,72	a	233,18	ab	232,69	a	229,20	a	229,09	a	221,64	a	223,28	ab	229,37	a	227,27	b
ED9	226,93	a	238,00	ab	234,61	a	229,50	a	227,66	a	230,33	a	226,42	a	228,13	a	230,20	ab
ED12	223,99	a	237,17	ab	235,63	a	228,48	a	225,27	a	219,51	ab	229,42	a	227,84	a	228,41	b
ED15	234,48	a	247,36	a	242,06	a	236,10	a	232,76	a	231,78	a	229,85	a	229,93	a	235,54	a
Média	224,13		235,90		234,46		228,53		225,87		220,19		223,38		223,43			

Teste de Tukey - Consumo horário de (L/h) para os diferentes de combustíveis e pontos de avaliação do motor																		
TRAT.	2100		2000		1900		1800		1700		1600		1500		1400		Média	
B5	19,93	a	20,83	a	20,23	a	19,20	a	18,17	a	16,77	ab	16,33	a	15,30	a	18,35	a
ED3	19,63	a	19,80	a	19,53	a	18,43	a	17,53	a	15,30	B	14,57	b	13,37	b	17,27	b
ED6	19,67	a	20,53	a	19,93	a	19,23	a	18,50	a	16,93	a	16,07	ab	15,30	a	18,27	a
ED9	19,83	a	20,53	a	19,67	a	18,77	a	18,17	a	17,23	a	15,93	ab	14,90	a	18,13	a
ED12	19,53	a	20,37	a	19,80	a	18,77	a	18,00	a	16,77	ab	16,20	a	15,03	a	18,06	a
ED15	19,67	a	20,53	a	19,67	a	18,77	a	18,00	a	17,07	a	15,77	ab	14,73	b	18,03	a
Média	19,71		20,43		19,81		18,86		18,06		16,68		15,81		14,77			

Apêndice B – Cargas aplicadas ao motor para experimentos de emissões.

Tratamento I – B5:			
Experimento dinamométrico			
Torque nominal	316	Rotação nominal	2100
Torque máximo	358	Rotação Torque máx	1567
Rel. de transm.	3,54		
Experimento de emissões Tipo C1 - ISO 8178			
No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND*
1	593	100	1.120
2	593	75	840
3	593	50	560
4	593	10	112
5	443	100	1.267
6	443	75	950
7	443	50	633
8	Lenta	0	0

*ND: No dinamômetro.

Tratamento II – ED3:			
Experimento dinamométrico			
Torque nominal	318	Rotação nominal	2100
Torque máximo	357	Rotação Torque máx	1433
Rel. de transm.	3,54		
Experimento de emissões Tipo C1 - ISO 8178			
No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND
1	593	100	1.125
2	593	75	844
3	593	50	562
4	593	10	112
5	405	100	1.262
6	405	75	947
7	405	50	631
8	Lenta	0	0

Tratamento III – ED6:			
Experimento dinamométrico			
Torque nominal	315	Rotação nominal	2100
Torque máximo	354	Rotação Torque máx	1433
Rel. de transm.	3,54		
Experimento de emissões Tipo C1 - ISO 8178			
No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND
1	593	100	1.114
2	593	75	835
3	593	50	557
4	593	10	111
5	405	100	1.200
6	405	75	941
7	405	50	627
8	Lenta	0	0

Tratamento IV – ED9:			
Experimento dinamométrico			
Torque nominal	306	Rotação nominal	2100
Torque máximo	348	Rotação Torque máx	1533
Rel. de transm.	3,54		
Experimento de emissões Tipo C1 - ISO 8178			
No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND
1	593	100	1.084
2	593	75	813
3	593	50	542
4	593	10	108
5	433	100	1.200
6	433	75	923
7	433	50	615
8	Lenta	0	0

(Continua)

Tratamento V – ED12:			
Experimento dinamométrico			
Torque nominal	304	Rotação nominal	2100
Torque máximo	350	Rotação Torque máx	1600
Rel. de transm.	3,54		
Experimento de emissões Tipo C1 - ISO 8178			
No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND
1	593	100	1.078
2	593	75	808

(Conclusão)

No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND
3	593	50	539
4	593	10	108
5	452	100	1.200
6	452	75	930
7	452	50	620
8	Lenta	0	0

Tratamento VI – ED15:			
Experimento dinamométrico			
Torque nominal	292	Rotação nominal	2100
Torque máximo	339	Rotação Torque máx	1533
Rel. de transm.	3,54		
Experimento de emissões Tipo C1 - ISO 8178			
No de modo	Rotação ND	Torque (%)	Torque ND
1	593	100	1.035
2	593	75	776
3	593	50	517
4	593	10	103
5	433	100	1.155
6	433	75	899
7	433	50	599
8	Lenta	0	0

Apêndice C – ANOVA para as variáveis de emissões do motor.

ANOVA - VALOR K

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	17,8	3,6	5473,6		0,0
F2	7	233,4	33,3	51221,9		0,0
F1*F2	35	53,3	1,5	2341,2		0,0
erro	2832	1,8	0,0			
Total	2879	306,4				

CV (%) = 5,61; Média geral: 0,5; Número de observações: 2880

ANOVA – CO₂

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	50,1	10,0	48244,5		0,0
F2	7	12501,9	1786,0	8593204,1		0,0
F1*F2	35	50,8	1,5	6982,4		0,0
erro	2832	0,6	0,0			
Total	2879	12603,4				

CV (%) = 0,27; Média geral: 5,3; Número de observações: 2880

ANOVA – NO_x

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	3827752,5	765550,5	7704,7		0,0
F2	7	622751845,9	88964549,4	895368,2		0,0
F1*F2	35	3586579,2	102473,7	1031,3		0,0
erro	2832	281389,9	99,4			
Total	2879	630447567,5				

CV (%) = 1,20; Média geral: 829,1; Número de observações: 2880

ANOVA – O₂

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	277,2	55,4	111977,6		0,0
F2	7	25444,9	3635,0	7341370,7		0,0
F1*F2	35	115,2	3,3	6648,9		0,0
erro	2832	1,4	0,0			
Total	2879	25838,8				

CV (%) = 0,17; Média geral: 13,0273125; Número de observações: 2880

 ANOVA – Temperatura dos gases

FV	GL	SQ	QM	Fc Pr	>	Fc
F1	5	14063,9	2812,8	37,3		0,0
F2	7	317540,0	45362,9	602,0		0,0
F1*F2	35	9786,0	279,6	3,7		0,0
erro	96	7233,5	75,3			
Total	143	348623,4				

 CV (%) = 3,1; Média geral: 281,0; Número de observações: 144

Sendo para todas as tabelas:

F1: Combustíveis utilizados; F2: Modos de operação.

Anexo A – Variação no preço de importação de petróleo.

Location	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Australia	30,79*	26,61	25,80	31,24	40,93	56,71	66,71	77,13	107,83	63,40	82,60	115,66	117,78	114,19
Austria	29,39	25,32	24,64	29,59	38,21	53,15	64,44	71,86	103,05	60,69	80,00	110,92	112,50	110,63
Belgium	27,87	24,20	24,35	27,72	35,35	50,06	61,06	70,35	96,01	61,77	79,65	110,50	110,83	108,45
Canada	29,10	24,87	24,97	29,53	38,13	52,37	64,33	70,04	101,41	60,29	79,14	110,80	110,61	108,60
Czech Rep	26,59	23,74	23,37	28,13	34,82	51,28	62,05	68,54	97,71	60,77	79,04	110,42	112,33	110,26
Denmark	29,66	24,82	24,88	29,68	38,78	54,40	66,92	74,94	96,48	62,87	80,4	112,77	107,90	107,25
Finland	28,13	23,49	24,51	27,72	36,09	51,12	63,37	70,48	94,79	61,01	79,10	109,23	110,47	107,57
France	28,18	24,13	24,63	28,87	37,61	52,74	63,69	72,22	97,63	61,64	79,78	111,78	112,01	109,56
Germany	28,09	24,15	24,40	28,44	36,65	52,30	63,29	71,60	96,70	61,18	78,49	110,63	112,21	109,62
Greece	26,95	23,22	24,08	27,17	34,53	50,33	60,97	69,93	93,60	60,1	78,97	109,41	111,92	107,61
Ireland	29,88	25,31	25,52	29,66	39,24	55,24	66,38	74,16	100,39	62,61	80,95	113,92	115,64	110,46
Italy	27,77	23,87	24,34	28,58	36,60	51,33	62,50	70,20	96,67	60,69	79,29	110,23	112,18	109,98
Japan	28,72	25,01	24,96	29,26	36,59	51,57	64,03	70,09	100,98	61,29	79,43	109,03	114,75	110,61
Korea	28,22	24,87	24,12	28,80	36,15	50,19	62,82	70,01	98,11	61,12	78,72	108,63	113,24	108,59
Netherlands	27,59	23,48	23,99	27,67	35,02	50,00	61,47	68,74	97,89	60,54	78,55	109,19	111,54	108,55
N; Zealand	29,95	26,14	25,89	31,00	41,71	56,07	67,36	73,84	105,8	65,85	80,62	112,38	117,70	113,43
Norway	28,91	23,43	24,46	30,41	39,20	53,08	58,83	70,16	80,22	69,08	81,06	111,18	108,23	109,07
Portugal	28,20	24,02	24,27	28,72	37,89	51,94	62,77	70,23	98,83	62,49	79,13	112,33	112,21	109,74
Spain	27,16	23,32	23,95	28,13	36,03	50,54	60,99	68,66	94,86	59,78	77,84	108,50	109,48	106,77
Sweden	28,13	24,03	23,86	28,60	36,47	51,78	62,50	70,13	95,09	60,58	79,00	110,67	112,36	109,10
Switzerland	29,53	25,04	25,34	30,26	38,73	55,81	66,76	74,92	101,03	63,27	80,92	112,51	111,30	110,35
Turkey	26,61	22,98	23,57	27,05	34,90	50,65	61,48	68,59	98,07	61,27	78,26	109,81	111,70	108,37
UK	28,45	24,45	24,58	29,13	37,75	53,79	65,00	73,80	99,34	62,39	80,60	113,49	112,62	110,27
USA	27,54	22,07	23,52	27,66	35,86	48,82	59,17	66,77	94,97	58,83	76,02	102,43	101,16	97,25
Média**	28,39	24,27	24,50	28,88	37,22	52,30	63,29	71,14	97,81	61,81	79,48	110,70	111,78	109,01

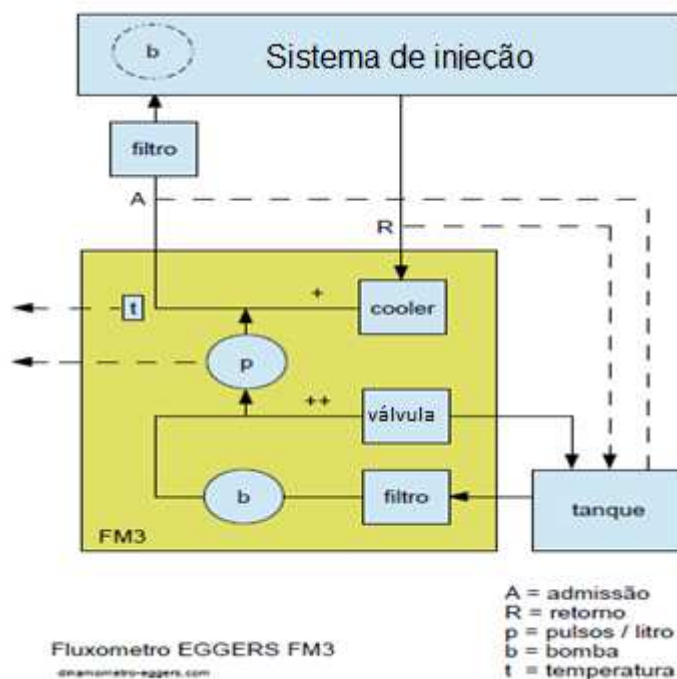
*Valores em USD \$/barril: ** Fonte OCDE

Anexo B – Variação na produção mundial de etanol para combustível**.

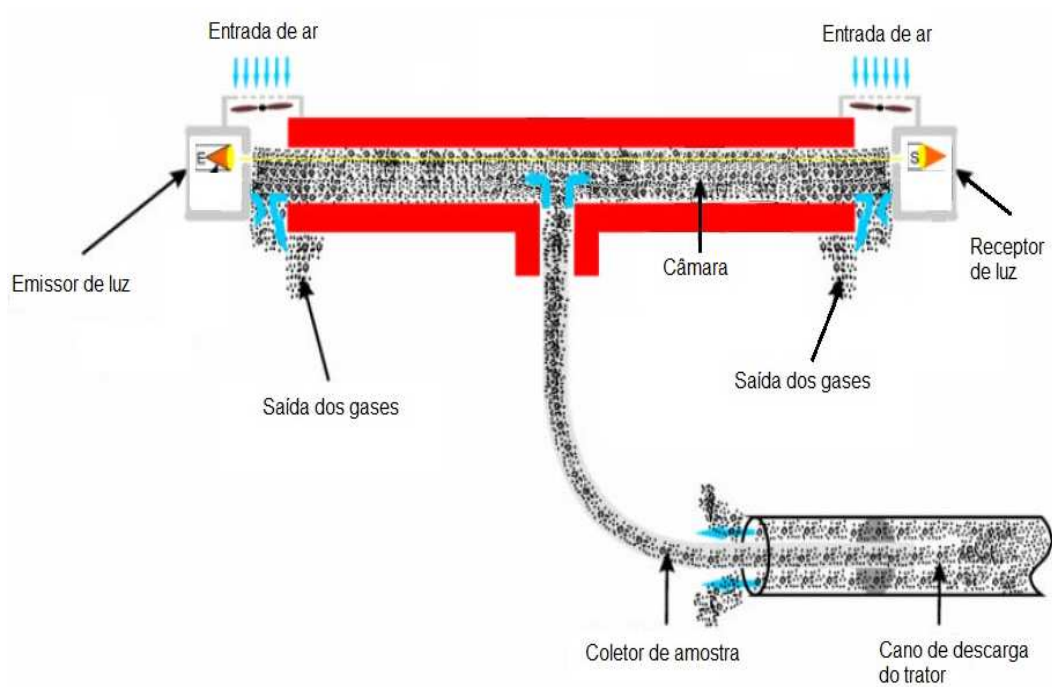
2000	4.519*
2001	4.874
2002	5.420
2003	6.394
2004	7.517
2005	8.227
2006	10.353
2007	13.089
2008	17.453
2009	19.317
2010	22.861
2011	22.742
2012	21.812
2013	23.429

*Valores em milhões de galão ** Adaptado de EPI (2014)

Anexo C – Esquema do funcionamento do fluxômetro.



Fonte: Machine manual Dynamometer PT 301MES;

Anexo D – Esquema do funcionamento do Opacímetro.

Fonte: Adaptado de EMISSIONS MONITORING SYSTEMS User manual OPACITY MONITOR MRU OPTRANS 1600