

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
**ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**  
**PROGRAMA DE PÓS – GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGMEC**  
**MESTRADO PROFISSIONAL**

**GIOVANI DAMBROS TELLI**

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO DE IGNIÇÃO POR  
COMPRESSÃO MONOCILÍNDRICO NO FUNCIONAMENTO BICOMBUSTÍVEL  
DIESEL-ETANOL**

Caxias do Sul

2018

GIOVANI DAMBROS TELLI

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO DE IGNIÇÃO POR  
COMPRESSÃO MONOCILÍNDRICO NO FUNCIONAMENTO BICOMBUSTÍVEL  
DIESEL-ETANOL**

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Linha de Pesquisa: Desempenho e Controle de Sistemas Energéticos

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini.

Caxias do Sul

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Universidade de Caxias do Sul  
UCS - BICE - Processamento Técnico

T276a Telli, Giovani Dambros, 1991-

Análise do desempenho de um motor a combustão de ignição por compressão monocilíndrico no funcionamento bicombustível diesel-etanol / Giovani Dambros Telli. – 2018.

125 f. : il. ; 30 cm

Apresenta bibliografia.

Dissertação (Mestrado) – Universidade de Caxias do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Orientação: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini.

1. Motores de combustão interna. 2. Motor diesel. 3. Álcool. I. Altafini, Carlos Roberto, orient. II. Título.

CDU 2. ed.: 621.43

Índice para o catálogo sistemático:

1. Motores de combustão interna	621.43
2. Motor diesel	621.436
3. Álcool	662.754

Catalogação na fonte elaborada pela bibliotecária  
Paula Fernanda Fedatto Leal – CRB 10/2291

***“ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO MONOCILÍNDRICO NO FUNCIONAMENTO BICOMBUSTÍVEL DIESEL-ETANOL.”***

**Giovani Dambros Telli**

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, Área de Concentração: Projeto e Fabricação.

Caxias do Sul, 01 de março de 2018.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini  
Orientador  
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Alexandre Fassini Michels  
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Carlos Alberto Costa  
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander  
Universidade do Vale do Rio dos Sinos

## **AGRADECIMENTOS**

Inicialmente, agradeço a minha família, meus pais e meu irmão, por sempre me incentivar na busca por conhecimento e por ser minha base durante a realização desse trabalho.

Agradeço imensamente ao meu orientador e amigo Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini por toda dedicação, amizade e confiança depositada em mim. Muito obrigado pelo acompanhamento, motivação, revisões e sugestões durante o presente trabalho.

Ao Prof. e amigo Me. Josimar Souza Rosa por todo apoio e auxílio durante este trabalho.

À empresa Agrale SA, por ter disponibilizado os equipamentos e instrumentação para o desenvolvimento do trabalho. Agradeço especialmente aos meus colegas da Operação de Tratores e Motores (OPTM) e do Laboratório de Motores por todo auxílio, companheirismo e conselhos na realização deste trabalho.

Aos componentes da banca pelas contribuições para melhoria do trabalho.

## RESUMO

O objetivo do trabalho foi investigar experimentalmente os efeitos de um motor de ignição por compressão operando no modo bicomcombustível, diesel-etanol. Os experimentos foram conduzidos com um motor mono cilíndrico acoplado a um dinamômetro à plena carga, variando sua rotação de 1800 a 3000 rpm a cada 200 rpm. Etanol hidratado foi injetado na admissão de ar do motor, representando taxas de substituições de 11,5 a 52,3% em energia. Os experimentos resultaram em uma redução máxima de 69% no índice de fumaça, reduções nas emissões de CO, CO<sub>2</sub>, e nas temperaturas dos gases de escape. Um aumento máximo em torno de 26,2% foi observado na eficiência térmica e 22,9% na eficiência exergética. Em contrapartida, houve aumento nas emissões de HC e no consumo específico total. Nas curvas de torque e potência não foram notadas mudanças significativas quando injetado etanol. Os resultados foram satisfatórios, mostrando a viabilidade do uso do etanol, como um combustível renovável e alternativo em motores de ignição por compressão.

**Palavras-chave:** motor a combustão interna; ignição por compressão; operação bicomcombustível; diesel-etanol

**Área de conhecimento:** Ciências Térmicas

## **ABSTRACT**

The main aim of this work was to investigate experimentally the effects of a compression ignition engine operating in dual fuel mode, diesel-ethanol. The experiments were conducted in a single-cylinder engine coupled to a dynamometer at full load from 1800 to 3000 rpm. Hydrous ethanol was injected at the engine intake manifold by a port fuel injector, representing ethanol substitution rates from 11.5% to 52.3% in energy. The experiments resulted in maximum decrease in the smoke index about 69% and reductions in emissions of CO, CO<sub>2</sub> and exhaust gas temperatures. A maximum increase of 26.2% was observed in thermal and 22.9% in exergy efficiency. Nevertheless, an increase in HC emissions and total specific fuel consumption was noted. No significant changes were observed in the torque and power curves. The results were satisfactory, showing the feasibility of using ethanol as a renewable and alternative fuel in ignition compression engines.

**Keywords:** internal combustion engine; compression ignition; dual fuel mode, diesel-ethanol

**Areas of expertise:** Thermal Sciences

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Motor ciclo Diesel 4 tempos .....	21
Figura 2 - Percentual de produção global de etanol por país.....	26
Figura 3 - Produção global de etanol.....	26
Figura 4 - Formas de eliminação do óleo diesel.....	27
Figura 5 - Posições de injeção .....	38
Figura 6 - Fluxograma com as etapas do trabalho.....	52
Figura 7 - Esquema de montagem do experimento .....	53
Figura 8 - Dinamômetro Schenk .....	56
Figura 9 - Montagem do bico injetor na admissão de ar .....	58
Figura 10 - Abertura de injeção e vazão mássica .....	59
Figura 11 - Smoke Meter AVL .....	60
Figura 12 - Percentual de substituição de OD por ETH (% em energia) .....	71
Figura 13 - Torque desenvolvido pelo motor .....	74
Figura 14 – Potência desenvolvida pelo motor .....	75
Figura 15 - Consumo específico de OD (g/kWh).....	77
Figura 16 - Consumo específico ETH (g/kWh).....	78
Figura 17 - Consumo específico total (g/kWh) .....	78
Figura 18 - Eficiência térmica do motor na operação mono e bicomcombustível.....	80
Figura 19 - Eficiência exergética do motor na operação mono e bicomcombustível .....	83
Figura 20 - Temperatura dos gases de escape .....	85
Figura 21 - Excesso de ar ( $\lambda$ ).....	87
Figura 22 - Índice de fumaça - "Smoke Index" .....	89
Figura 23 - Emissões de CO (% vol).....	91
Figura 24 - Emissões de CO <sub>2</sub> (% em volume).....	93
Figura 25 - Emissões de HC (ppm) .....	95
Figura 26 - Câmara de injeção direta toroidal tipo Saurer .....	110
Figura 27 - Laudo CIENTEC do OD.....	111
Figura 28 - Laudo CIENTEC do ETH.....	112
Figura 29 – Estimativa da relação ar-combustível .....	126

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades físico-químicas .....	31
Tabela 2 - Resumo dos resultados dos trabalhos citados.....	48
Tabela 3 - Características do M95W .....	57
Tabela 4 - Especificações do analisador DiCom 4000 da AVL.....	61
Tabela 5 - Caracterização dos Combustíveis.....	70
Tabela 6 - Média do percentual de substituição .....	72
Tabela 7 - Torque gerado pelas amostras e suas diferenças com o OD100 .....	75
Tabela 8 - Potência gerado pelas amostras e suas diferenças com o OD100.....	76
Tabela 9 - Consumo específico total gerado pelas amostras e suas diferenças com o OD100	79
Tabela 10 - Eficiência térmica gerada pelas amostras e suas diferenças com o OD100.....	81
Tabela 11 - Eficiência exergética gerada pelas amostras e suas diferenças com o OD100 ....	84
Tabela 12 - Temperaturas do ar de admissão antes e após a injeção de ETH.....	86
Tabela 13 – Índice de fumaça gerado pelas amostras e suas diferenças com o OD100.....	90
Tabela 14 - Emissões de CO geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100 .....	92
Tabela 15 - Emissões de CO <sub>2</sub> geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100.....	94
Tabela 16 - Emissões de HC geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100 .....	96
Tabela 17 - Resumos dos resultados .....	97
Tabela 18 - Condições ambiente .....	113
Tabela 19 - Calibração do volume do picnômetro .....	114
Tabela 20 - Massa específica do álcool hidratado (100%ETH) a 20 °C .....	114
Tabela 21 - Massa específica do óleo diesel (100%OD) a 20 °C .....	114
Tabela 22 - ANOVA do torque .....	116
Tabela 23 - Teste de comparações múltiplas - Teste de Fisher do torque.....	116
Tabela 24 - ANOVA da potência .....	117
Tabela 25 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher da potência.....	117
Tabela 26 - ANOVA do consumo específico total.....	118
Tabela 27 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher do consumo específico total	118
Tabela 28 - ANOVA da eficiência térmica .....	119
Tabela 29 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher da eficiência térmica.....	119
Tabela 30 - ANOVA da eficiência exergética.....	120
Tabela 31 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher da eficiência exergética.....	120
Tabela 32 - ANOVA do índice de fumaça .....	121

Tabela 33 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher do índice de fumaça .....	121
Tabela 34 - ANOVA das emissões de CO .....	122
Tabela 35 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher das emissões de CO .....	122
Tabela 36 - ANOVA das emissões de CO <sub>2</sub> .....	123
Tabela 37 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher das emissões de CO <sub>2</sub> .....	123
Tabela 38 - ANOVA das emissões de HC .....	124
Tabela 39 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher das emissões de HC .....	124

## LISTA DE SIGLAS

AC	Relação Ar-Combustível
ANP	Agência Nacional do Petróleo
CEC	Consumo Específico de Combustível
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>
ET	Eficiência Térmica
ETH	Etanol Hidratado
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
HC	Hidrocarbonetos
ICE	Ignição por Centelha
ICO	Ignição por Compressão
MCI	Motor de Combustão Interna
MP	Material Particulado
OD	Óleo Diesel
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RPM	Rotação por Minuto
UE	União Europeia

## LISTA DE SÍMBOLOS

$W_i$	Trabalho líquido [kJ]
$P_i$	Potência indicada [kW]
$\Delta t$	Variação de tempo [s]
$m$	Massa [kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica do combustível [kg/s]
$\eta_t$	Eficiência térmica
$P_e$	Potência efetiva [kW]
$P_p$	Potência absorvida [kW]
$\eta_m$	Eficiência mecânica
$V_{cil}$	Volume total do cilindro [m <sup>3</sup> ]
$V_{cc}$	Volume da câmara de combustão [m <sup>3</sup> ]
$r_c$	Razão de compressão
$I_r$	Incerteza relativa
$\bar{n}$	Média aritmética
$N$	Número de amostras
$s$	Desvio Padrão
$I_A$	Incerteza tipo A
$I_B$	Incerteza tipo B
$k$	Constante do tipo de medição
$n$	Valor de cada amostra
$I_C$	Incerteza combinada
$T$	Torque [Nm]
$F$	Força [N]
$b$	Braço de alavanca [m]
$I_T$	Incerteza da medição do torque
$I_F$	Incerteza da medição da força
$I_b$	Incerteza da medição do braço de alavanca
$P$	Potência [kW]
$I_P$	Incerteza da medição da potência
$I_\omega$	Incerteza da medição da rotação

$CEC$	Consumo específico de combustível [g/kWh]
$P$	Potência [kW]
$\%S$	Taxa de substituição [%]
$\eta_v$	Eficiência exergetica
$\varepsilon$	Exergia específica dos combustíveis [kJ/kg]
$\varphi$	Fator de exergia química
$\omega$	Velocidade angular [rad/s]
$\rho$	Massa específica [g/cm <sup>3</sup> ]
$T_1$	Temperatura de admissão antes da injeção de ETH [°C]
$T_2$	Temperatura de admissão depois da injeção de ETH [°C]
$T_{bs}$	Temperatura de bulbo seco [°C]
$T_{bu}$	Temperatura de bulbo úmido [°C]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>16</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	17
1.2	OBJETIVO GERAL E OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	18
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>20</b>
2.1	CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DOS MCI.....	20
2.2	PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DOS MOTORES.....	22
2.3	CARACTERÍSTICAS E PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS .....	23
<b>2.3.1</b>	<b>Óleo diesel.....</b>	<b>24</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Etanol.....</b>	<b>25</b>
2.4	MÉTODOS DE UTILIZAÇÃO DOS ÁLCOOIS EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO .....	27
<b>2.4.1</b>	<b>Método das misturas.....</b>	<b>29</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Injeção de álcool junto ao ar de admissão (“Fumigação”) .....</b>	<b>33</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>52</b>
3.1	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	54
3.2	EQUIPAMENTOS UTILIZADOS .....	55
<b>3.2.1</b>	<b>Banco de ensaios .....</b>	<b>56</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Motor .....</b>	<b>57</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Sistema de injeção de ETH .....</b>	<b>58</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Medidor de consumo de OD .....</b>	<b>59</b>
<b>3.2.5</b>	<b>Medidor do índice de fumaça “Smoke Index” .....</b>	<b>60</b>
<b>3.2.6</b>	<b>Analisador de gases.....</b>	<b>60</b>
<b>3.2.7</b>	<b>Sensor de temperatura .....</b>	<b>61</b>
<b>3.2.8</b>	<b>Reômetro .....</b>	<b>61</b>
<b>3.2.9</b>	<b>Picnômetro.....</b>	<b>62</b>
<b>3.2.10</b>	<b>Bomba calorimétrica .....</b>	<b>62</b>
<b>3.2.11</b>	<b>Combustão e detecção por infravermelho.....</b>	<b>62</b>
<b>3.2.12</b>	<b>Alcoômetro .....</b>	<b>62</b>
3.3	ANÁLISE DA INCERTEZA DA MEDIÇÃO .....	63
3.4	ANÁLISE DE VARIÂNCIA E TESTE DE FISHER.....	66
3.5	CÁLCULOS .....	66

<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>69</b>
4.1	CARACTERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS .....	69
4.2	DESEMPENHO .....	71
4.2.1	Torque e Potência .....	73
4.2.2	Consumo específico de OD e ETH .....	77
4.2.3	Eficiência térmica e exergética .....	80
4.3	ANÁLISE DOS GASES.....	84
4.3.1	Temperatura dos gases de escape e do ar de admissão .....	85
4.3.2	Coefficiente de excesso de ar .....	87
4.3.3	Índice de fumaça – “ <i>Smoke Index</i> ” .....	88
4.3.4	Emissões de CO .....	90
4.3.5	Emissões de CO <sub>2</sub> .....	92
4.3.6	Emissões de hidrocarbonetos.....	95
4.4	SÍNTESE DOS RESULTADOS .....	96
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE .....</b>	<b>98</b>
5.1	CONCLUSÕES .....	98
5.2	SUGESTÕES DE CONTINUIDADE.....	100
	<b>ANEXO A – GEOMETRIA DO PISTÃO - TOROIDAL TIPO SAURER .....</b>	<b>110</b>
	<b>ANEXO B – LAUDO TÉCNICO DO ÓLEO DIESEL E DO ETANOL HIDRATADO..</b>	<b>111</b>
	<b>APÊNDICE A – CONDIÇÕES AMBIENTAIS .....</b>	<b>113</b>
	<b>APÊNDICE B – MASSA ESPECÍFICA DOS COMBUSTÍVEIS .....</b>	<b>114</b>
	<b>APÊNDICE C – TESTE DE MÍNIMA DIFERENÇA SIGNIFICATIVA DE FISHER</b>	<b>115</b>
	<b>APÊNDICE D – ESTIMATIVA DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL.....</b>	<b>125</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O rápido crescimento socioeconômico e populacional no mundo está resultando em crises energéticas e esgotando as fontes de combustíveis fósseis. A matriz energética global está voltada para combustíveis fósseis. Dados da International Energy Agency (2016) mencionam que 83% da energia primária fornecida para o mundo em 2013 derivou-se de combustíveis fósseis, sendo essa a principal fonte energética para o funcionamento de motores de combustão interna e utilizada diretamente ou indiretamente em todos os setores econômicos.

Esse é um dado alarmante para os governos, pois a quantidade de energia necessária para suprir a demanda do mundo tende a crescer devido ao desenvolvimento de cada país. Segundo U.S. Energy Information Administration (2015), analisando as projeções de crescimento econômico mundial, é previsto um aumento na demanda por petróleo e outras fontes de energia em mais de 30% de 2010 para 2040.

Os combustíveis fósseis são recursos limitados e estão sendo reduzidos dia a dia. Segundo estimativas, as reservas de petróleo para suprir a demanda do mundo durarão em torno de 50 anos Imran et al. (2013). Além disso, outro fator que está sendo discutido mundialmente refere-se às emissões dos gases poluentes desses combustíveis.

Grande atenção está sendo dada aos motores de combustão interna (MCI), que geram sua potência a partir do consumo de combustíveis fósseis através do processo de combustão. Conforme Bendu e Murugan (2014) esse processo resulta na emissão de gases poluentes como hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) e material particulado (MP).

O uso de derivados do petróleo, como fonte de energia nos MCI, vem sendo questionado, principalmente devido a problemas ambientais, ocasionados pela queima de combustíveis fósseis, incrementando no meio ambiente níveis de CO<sub>2</sub> e outros gases que favorecem o aquecimento global, Estrada (2015). Esses questionamentos ambientais abriram espaço para pesquisa e desenvolvimento de biocombustíveis, menos prejudiciais ao meio ambiente.

Conforme dados da Empresa de Pesquisa Energética - EPE (2016), o Brasil é um dos países exemplo no uso de energias renováveis, possuindo um percentual de 41,2 % em sua matriz energética. A biomassa da cana de açúcar é a principal fonte dessa energia no Brasil, representando 16,9% do total da energia ofertada no país, superada somente pelo petróleo e seus derivados com 37,3% na matriz energética.

Um fator que impulsionou o crescimento brasileiro na produção de etanol foi a criação do Programa Nacional do Álcool – Proálcool - em 1975, que teve como finalidades a redução da dependência do petróleo importado, criação de um novo mercado para produtores de açúcar e incentivo à indústria automobilística no desenvolvimento de carros a álcool. EPE (2008). Na década seguinte, com a normalização do mercado do petróleo e a redução dos preços de seus derivados, praticamente se perdeu o interesse pelo uso do álcool.

Com a abundância de biomassa de cana de açúcar no país, sabe-se que hoje no Brasil, o etanol (álcool etílico ou álcool anidro) é utilizado como aditivo na gasolina (em torno de 27% em volume) para a propulsão dos MCIs com ignição por centelha (ICE), ou usado puro (no caso álcool hidratado: em torno de 93% de etanol em volume e 7% de água). Já para MCI de ciclo diesel, o meio para redução de gases poluentes e dependência de combustíveis fósseis é a utilização de biodieseis que atualmente são utilizados em torno de 8% de biodiesel no óleo diesel brasileiro (B8).

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Dados da International Energy Agency (2016) mostram que o combustível mais utilizado no mundo hoje é derivado do petróleo com 31% da matriz energética, representando 33% de todas as emissões de CO<sub>2</sub> emitidas no mundo, sendo que 23% de todo o CO<sub>2</sub> emitido é proveniente somente do setor de transporte.

O setor de transporte utiliza basicamente MCI como forma de propulsão para os veículos comerciais ou de carga. Conforme Imran et al. (2013), o setor de transporte global é movido principalmente por motores a diesel, ignição por compressão (ICO) por possuírem melhor eficiência e durabilidade do que os de ciclo Otto.

Com dados do Balanço Energético Nacional (2016), consegue-se visualizar a expressividade do setor de transporte no Brasil. O setor de transporte no Brasil utilizou 32,2% de toda energia produzida no ano de 2015, somente 21% dos combustíveis são renováveis nesse setor. O óleo diesel é o combustível mais utilizado, com participação de 44,4% da matriz energética do setor de transportes, representando assim o grande volume de motores diesel em utilização.

Com isso, há grande interesse dos governos em reduzir a dependência da matriz energética e a quantidade de CO<sub>2</sub> emitida na atmosfera. Os governos têm estimulado o uso de combustíveis alternativos em função de disponibilidades locais e criado leis e normas de emissões.

Por exemplo, a União Europeia (UE) criou uma lei com o objetivo de que todos os países membros da união alcancem 20% de energias renováveis em suas matrizes energéticas nos setores de transporte até 2020 Labeckas et al. (2014).

Outro exemplo, conforme a revista automotiva AutoData (2016), o governo brasileiro irá acrescentar 1% de biodiesel na composição do óleo diesel por ano, até 2019, chegando a até 10%. Além dessas medidas há também a criação de legislações e programas para redução de gases poluentes como Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE 7) e MAR-I (maquinário agrícola).

A busca pelo emprego de combustíveis renováveis nos MCIs, tanto para reduzir a dependência dos combustíveis fósseis quanto no controle e adequação das emissões gasosas dos equipamentos, visando à redução do impacto ambiental, vem justificando a realização de diversos estudos nessa linha de atuação.

É inegável a aplicação dos MCIs nos dias de hoje, seja para propulsão veicular, seja na geração de energia elétrica através dos grupos moto-geradores, sendo extremamente necessário conhecer seus desempenhos para as diversas aplicações. Desta forma, entende-se ser fundamental o estudo na área de motores de combustão interna em modos de operação com biocombustíveis, para contribuir na redução da dependência dos combustíveis fósseis e, por consequência, na redução das emissões gasosas dessas máquinas.

Portanto, tudo isso justifica a principal motivação deste trabalho no estudo experimental da utilização do etanol hidratado (ETH) juntamente com óleo diesel (OD) em MCI-ICO, caracterizando a operação de um motor a diesel no modo bicombustível ou *dual-fuel*.

Cabe destacar, por último, que o objeto de estudo da dissertação é o etanol, um dos biocombustíveis mais importante desenvolvido no Brasil. A experiência adquirida e toda a estrutura montada desde os anos 70 com o programa ProÁlcool, é incalculável, representando, sem sombra de dúvidas, um patrimônio nacional.

## 1.2 OBJETIVO GERAL E OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O presente trabalho tem como objetivo geral investigar experimentalmente a influência no desempenho termomecânico e nas emissões de um MCI-ICO na operação em modo bicombustível OD-ETH pelo método da fumigação.

Para atender o objetivo geral, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- a) caracterizar individualmente os combustíveis usados no estudo (OD e ETH), identificando suas principais propriedades;

- b) montar e adequar a bancada experimental para o motor operar com OD-ETH;
- c) avaliar o funcionamento termomecânico (levantamento das curvas de desempenho) do motor no modo monocombustível (OD100) e no modo bicomcombustível OD-ETH em cada condição testada;
- d) avaliar as emissões gasosas do motor operando nos modos propostos, identificando a composição dos gases de escape, temperatura e a sua opacidade;
- e) comparar os resultados de cada condição testada e determinar qual proporciona o melhor desempenho termomecânico e emissivo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DOS MCI

Os motores de combustão interna foram desenvolvidos no final do século XVIII e são considerados a invenção mais significativa de seu século, causando um grande impacto na sociedade da época Ferguson; Kirkpatrick (2007).

Em 1876, o inventor Nicolas Otto finalizou e começou a operar seu protótipo de MCI, conhecido até hoje como os motores de ciclo Otto. Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel patenteou uma nova forma de MCI, na qual a combustão era iniciada por compressão, possuindo uma eficiência maior que os motores ciclo Otto Heywood (1988). Os motores de Rudolf Diesel são conhecidos até hoje como motor de ciclo diesel ou de ignição por compressão (ICO).

A grande diferença entre esses dois tipos de MCI é a forma como é iniciada sua ignição. No ciclo Otto, uma centelha elétrica criada por uma vela inicia a combustão da mistura ar-combustível que está sendo comprimida. Já no ciclo Diesel, o processo de combustão se inicia quando a mistura ar-combustível se auto inflama devido à alta temperatura dentro da câmara de combustão causada pela alta compressão da mistura Pulkrabek (2004). Apesar desses dois MCI possuírem diferenças técnicas em seus ciclos de operação e componentes de seus sistemas, a estrutura física é muito parecida geometricamente.

Outra forma de diferenciar os MCI é pelos seus tempos de operações: quatro tempos e dois tempos. Conforme Martins (2011), os motores dois tempos já foram muito utilizados pelo seu bom desempenho, mas atualmente são pouco utilizados pelo elevado índice de emissões de gases poluentes. Ao contrário dos motores de quatro tempos, que permitem um controle maior de emissões, podendo se enquadrar nos limites de emissões permitidos atualmente.

Para motores de quatro tempos, é necessário que o virabrequim gire duas voltas completas (720°) para que se complete um ciclo. Conforme Brunetti (2012), o funcionamento de um MCI-ICO, quatro tempos, pode ser observado na figura 1. As etapas são descritas a seguir.

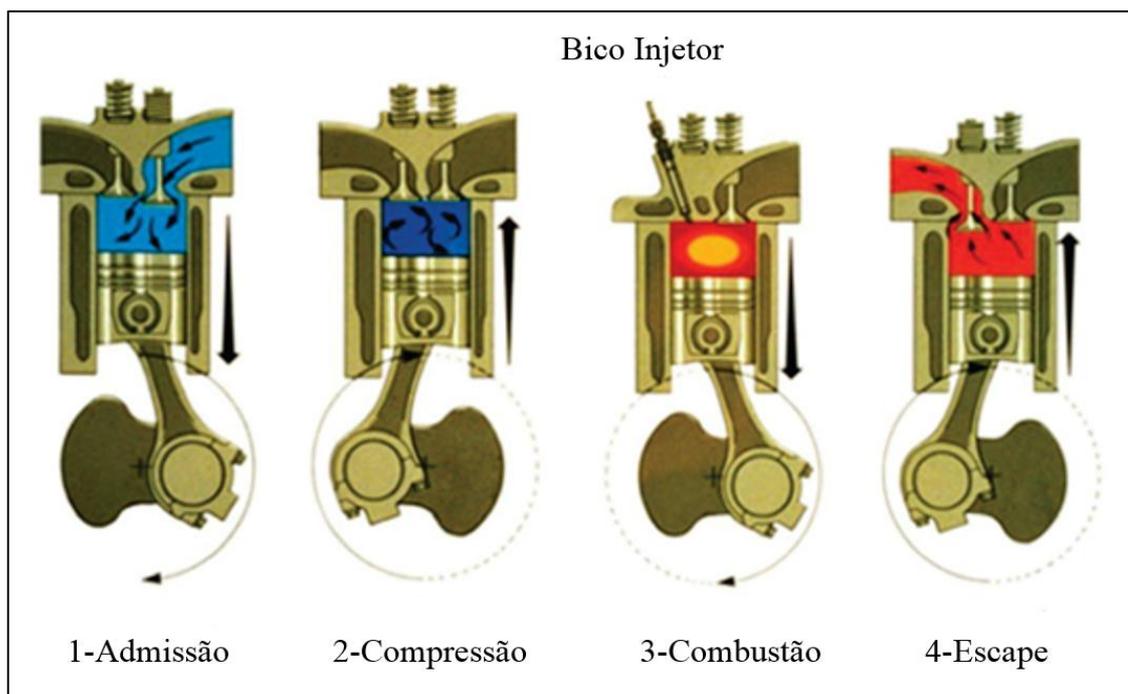
O primeiro tempo é o da admissão: o pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI), originando uma sucção que causa o fluxo de gases através da válvula de admissão que se encontra aberta. O cilindro é preenchido com ar nos motores de injeção direta diesel.

No tempo de compressão, segundo tempo, a válvula de admissão fecha-se e o pistão desloca-se do PMI para o PMS, comprimindo a mistura ou o ar. A compressão deve ser suficientemente elevada para ultrapassar a temperatura de autoignição do combustível.

No terceiro tempo, ocorre a expansão: o combustível é injetado através do bico injetor a alta pressão que entra em contato com o ar quente em alta pressão e temperatura, assim inicia-se a combustão espontaneamente. A combustão provoca um grande aumento na pressão que empurra o pistão novamente em direção ao PMI. Esse é o tempo do motor que gera o trabalho produzido no eixo.

Ao final da expansão, quando o pistão chega ao PMI, abrem-se as válvulas de escape, o pistão desloca-se novamente para o PMS, empurrando os gases de exaustão para fora do cilindro, para reiniciar novamente o ciclo de admissão.

Figura 1- Motor ciclo Diesel 4 tempos



Fonte: Adaptado de Oliveira (2016)

No caso de motores com ignição por centelha, a diferença está na forma que se inicia a combustão. No primeiro tempo do motor admite-se uma mistura de ar-combustível e após o tempo de compressão, quando o pistão está nas proximidades do PMS, ocorre a faísca que provoca a ignição da mistura.

## 2.2 PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DOS MOTORES

A potência gerada dentro do cilindro não é reproduzida na íntegra no eixo do motor, uma parte da potência fornecida é absorvida pelas resistências passivas. Assim se difere a potência dos motores em três categorias atreladas umas às outras, classificadas em potência indicada, potência efetiva e potência absorvida pela resistência passiva Giacosa (2000).

Potência indicada é aquela desenvolvida pela energia química do combustível, que foi convertida em trabalho dentro do cilindro. Essa potência pode ser medida com um indicador de pressão ou calculada pela razão entre o trabalho realizado pelo gás dentro do cilindro e o tempo para a realização de um ciclo, conforme indicado na equação (1).

$$P_i = \frac{W_i}{\Delta t} = \dot{m}_c \cdot PCI_c \cdot \eta_t \quad (1)$$

onde  $W_i$  é o trabalho líquido produzido no motor, em kJ;  $\Delta t$  é o tempo de duração de um ciclo completo em s;  $\dot{m}_c$  é a vazão mássica de combustível, em kg/s;  $PCI_c$  é o Poder Calorífico Inferior do combustível, em kJ/kg; e  $\eta_t$  é a eficiência térmica da conversão de energia.

A potência efetiva é a potência medida no eixo de saída do motor, usualmente medida com um freio dinamométrico, e pode ser calculada pelo torque gerado pelo eixo ( $T$ ) e a velocidade angular do motor ( $\omega$ ), dada pela equação (2).

$$P_e = T \cdot \omega \quad (2)$$

Já a potência absorvida pelas resistências passivas é, em tese, o atrito mecânico das partes que compõem a estrutura física do motor. Pode ser medida através de uma força externa aplicada ao eixo do motor sem ele estar acionado, para determinar sua resistência ao atrito, ou ainda calculada pela diferença entre as potências indicada e efetiva, conforme Equação (3). Brunetti (2012) chama a potência absorvida pelas resistências passivas como potência de atrito.

$$P_p = P_i - P_e \quad (3)$$

onde  $P_p$  como a potência absorvida ou perdida,  $P_i$  é a potência indicada e  $P_e$  é a potência efetiva.

Com base na potência efetiva e indicada, pode-se determinar a eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) de um MCI. Esse parâmetro está relacionado com as perdas por atrito de peças móveis e à inércia necessária para manter essas peças em operação, conforme equação (4).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (4)$$

Outro parâmetro relevante é a taxa de compressão do motor que Martins (2011) define como sendo a razão entre o volume total do cilindro do motor ( $V_{cil}$ ), quando o pistão está no PMS, e o volume da câmara de combustão ( $V_{cc}$ ), conforme equação (5). Segundo Heywood (1988), para os motores ciclo Otto é de 8 a 12, enquanto que para motores ciclo Diesel é de 12 a 24.

$$r_c = \frac{V_{cil} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (5)$$

Para Brunetti (2012), a eficiência dos MCI aumenta proporcionalmente ao valor da razão de compressão, porém é um parâmetro que é limitado pelas propriedades dos combustíveis e do projeto do motor.

### 2.3 CARACTERÍSTICAS E PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS

Çengel e Boles (2006) definem combustível como todo o material que pode ser queimado, liberando energia térmica. Os combustíveis podem ser encontrados em três estados: sólidos, líquidos e gasosos. Os combustíveis sólidos podem ser encontrados como madeiras e carvão, líquidos são o óleo diesel e etanol e gasosos, como exemplo, o gás natural veicular (GLP).

Para que seja possível a utilização de determinado combustível, é necessário conhecer as suas propriedades e características para que seja compatível com o ciclo de operação do MCI.

As propriedades de um combustível podem ser classificadas como corrigíveis e não corrigíveis. Corrigível significa que a mesma pode ser alterada durante a preparação do combustível como, por exemplo, a massa específica, viscosidade e teor de umidade. Já uma

propriedade não corrigível é aquela que não pode ser alterada, como ponto de fluidez e teor de cinzas Vlassov (2001).

A viscosidade é a resistência ao escoamento do fluido e determina como será o escoamento do combustível nos componentes do sistema de injeção. Brunetti (2012) cita que a influência na vazão do combustível pelos furos calibrados pode afetar a razão ar combustível e no diâmetro das gotículas durante a pulverização.

Um dos parâmetros importantes é o poder calorífico do combustível que Martins (2011) define como sendo a quantidade de energia extraída de um combustível durante sua combustão quando a temperatura dos reagentes for igual a dos produtos. Quando a água dos produtos está na forma de vapor, é chamado de poder calorífico inferior (PCI) e quando está na forma líquida, poder calorífico superior (PCS).

Brunetti (2012) cita que os produtos da combustão dos MCIs são expelidos em altas temperaturas, de forma que o vapor de água contido inicialmente na mistura não chega a condensar, retendo o calor latente da vaporização. Dessa forma é mais usual o uso do PCI para os cálculos de MCI.

A octanagem e a cetanagem também são parâmetros importantes em motores de combustão interna. Por definição, a octanagem é a resistência do combustível de entrar em combustão devido à compressão em motores ciclo Otto. A propriedade de cetanagem é aplicada para motores ciclo Diesel e é a capacidade do combustível de queimar espontaneamente. Segundo Martins (2011), o aumento na quantidade de cetano, para facilitar e agilizar a combustão, diminui o poder calorífico do combustível, implicando no aumento do seu consumo para se gerar a mesma quantidade de energia.

### **2.3.1 Óleo diesel**

O óleo diesel (OD) é um combustível de origem fóssil, amplamente utilizado em vários setores, como transporte rodoviário, equipamentos agrícolas, geração de energia entre outras. Segundo o Balanço Energético Nacional de (2016), o óleo diesel é a fonte energética mais utilizada no Brasil, representa 18,4% de toda energia consumida no país.

O OD é composto quase totalmente por hidrocarbonetos, com um pequeno percentual de enxofre, nitrogênio e oxigênio, sendo proveniente da destilação do petróleo. Quando em combustão suas emissões podem oxidar formando gases nocivos ao meio ambiente, como o  $\text{NO}_x$  e  $\text{SO}_2$ .

Atualmente no país, somente são comercializados os óleos diesel, S500 e o S10, representando respectivamente 500 e 10 mg de enxofre por kg de óleo diesel. Além disso o diesel brasileiro possui 8% de biodiesel em sua composição. Essas medidas são tomadas em virtude de novas exigências de emissões, cada vez mais restritas.

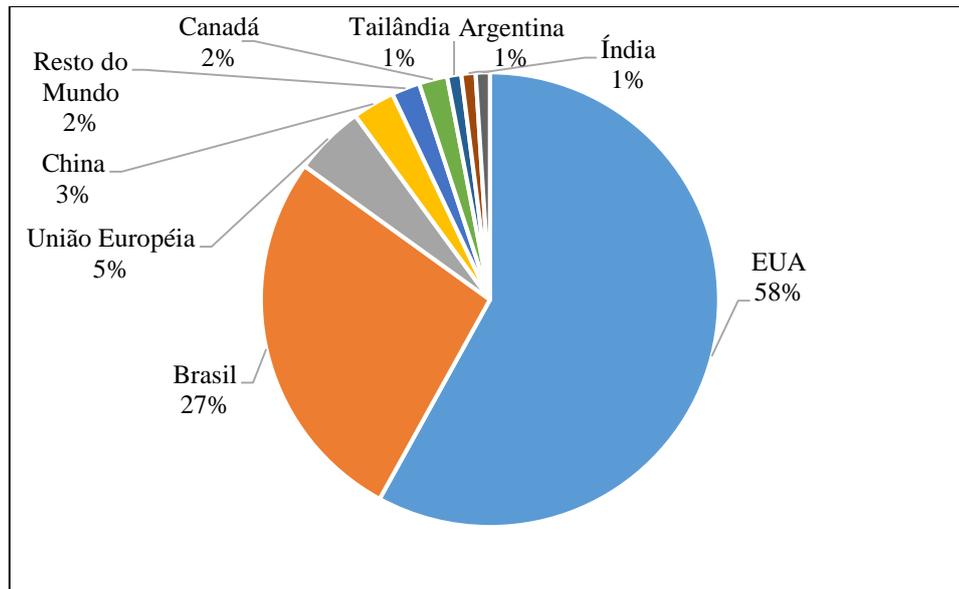
### **2.3.2 Etanol**

O etanol é produzido através da fermentação de fontes renováveis. Verma et al. (2000) cita que as principais matérias primas para sua fabricação são a cana de açúcar, beterraba e o amido de milho.

Conforme o Balanço Energético Nacional de 2016, o etanol é o terceiro combustível mais utilizado no setor de transporte no país, representando 18,4% da matriz energética desse setor. O etanol vendido nos postos de combustíveis brasileiros é o hidratado. Conforme especificações da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis ANP (2016), para ser autorizada a venda do etanol hidratado, ele deve ser límpido, transparente, isento de impurezas, ter graduação alcoólica entre 95,1% e 96%, PH neutro e tolerância extremamente pequena de minerais e metais. Sabe-se também que o etanol anidro é utilizado como aditivo na gasolina (em torno de 27% em volume) para a propulsão dos MCIs ignição por centelha.

O Brasil é um país referência na utilização de energias renováveis, principalmente pelo fato da utilização da biomassa de cana de açúcar. Essa utilização e produção foram impulsionados em 1975 com a criação do programa PróAlcool. Conforme Menezes (1980), o programa visava atender as necessidades do mercado interno e externo e impulsionar a produção agrícola de cana de açúcar. Conforme dados da *Renewable Fuels Association* (2017), o Brasil é o segundo maior produtor de etanol no mundo. A figura 2, ilustra o percentual de produção global de etanol por país.

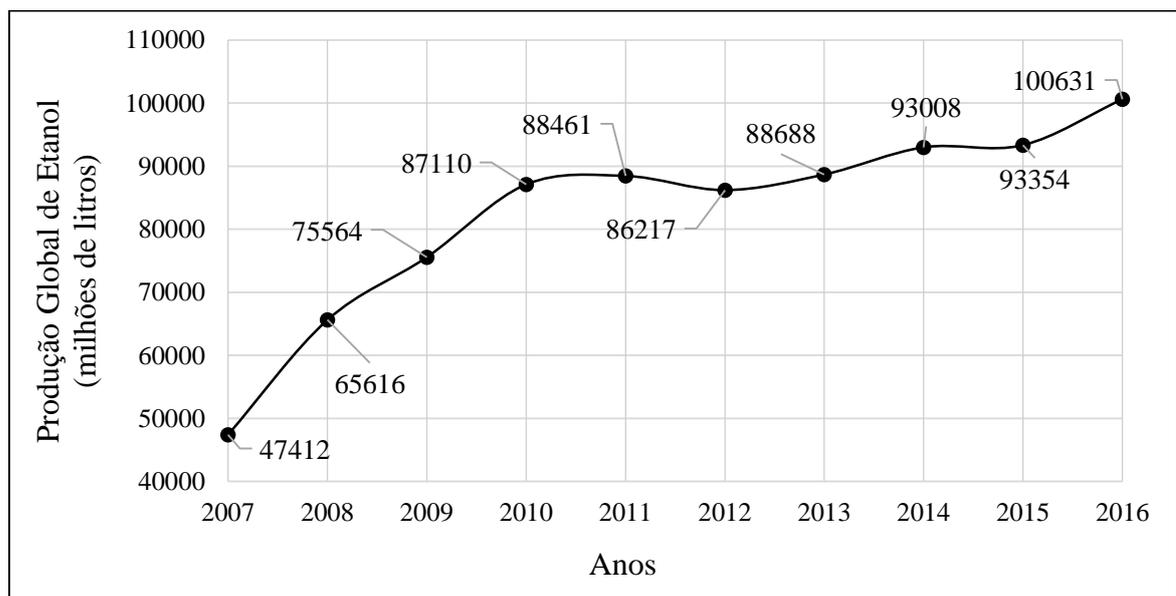
Figura 2 - Percentual de produção global de etanol por país



Fonte: Adaptado de *Renewable Fuels Association* (2017)

Segundo dados da *Renewable Fuels Association* (2017), pode-se visualizar na figura 3, a tendência do crescimento na produção global de etanol. Comparando a produção dos anos de 2007 com o de 2016, pode-se dizer que a produção global de etanol dobrou, saindo de aproximadamente 47000 para 100000 milhões de litros de etanol. Nota-se também que a tendência da produção de etanol é crescer ao longo dos anos, principalmente por ser um biocombustível e poluir menos o ambiente quando queimado.

Figura 3 - Produção global de etanol



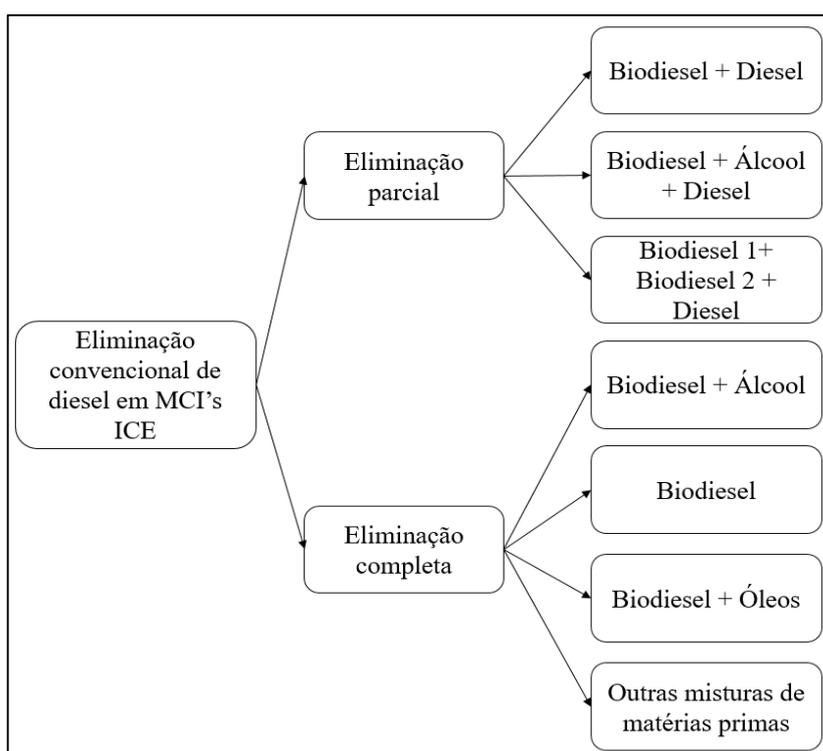
Fonte: Adaptado de *Renewable Fuels Association* (2017)

## 2.4 MÉTODOS DE UTILIZAÇÃO DOS ÁLCOOIS EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Para substituir o uso de óleo diesel em motores de ignição por compressão, existem diversas maneiras e possibilidades. Singh et al. (2016) citam que devido ao esgotamento de combustíveis fósseis e ao aquecimento global é inevitável a substituição do óleo diesel por biodiesel, álcoois ou outras matérias primas.

Em seu artigo de revisão, Singh et al. (2016) citam duas categorias de eliminação do uso de óleo diesel: eliminação completa e eliminação parcial. A eliminação completa utiliza misturas de biodiesel + álcoois, somente biodiesel, biodiesel + óleos e misturas de diversas matérias primas. Já na eliminação parcial, utiliza-se biodiesel + diesel, biodiesel + diesel + álcoois. A figura 4 ilustra as formas de substituição do diesel.

Figura 4 - Formas de eliminação do óleo diesel



Fonte: Adaptado de Singh et al (2016)

Esse trabalho será focado na eliminação parcial do óleo diesel (com 8% de biodiesel), substituindo-o por álcool, no caso por etanol hidratado.

Os álcoois se apresentam como interessantes combustíveis alternativos ao óleo diesel, a fim de reduzir as emissões de poluentes. Isso porque os álcoois contêm oxigênio em sua

molécula, são combustíveis muito voláteis e porque também é possível adicionar água na sua composição. Essas características são geralmente favoráveis para uma boa combustão. Além disso, a menor composição do carbono nos álcoois favorece a emissão quase nula de material particulado. No ciclo completo do etanol (produção-uso) a emissão de dióxido de carbono pode também ser considerada nula EGÚSQUIZA (2011). Porém a substituição do óleo diesel por algum álcool não é simples e gera algumas dificuldades que devem ser cuidadosamente estudadas.

Abu-Qudais, Haddad e Qudaisat (2000) destacam em seu trabalho as dificuldades da substituição do óleo diesel pelos álcoois em motores de ignição por compressão:

- a) maior quantidade de álcool em massa e volume é necessário, devido a menor densidade em energia e poder calorífico se comparados com o óleo diesel;
- b) grandes percentuais de álcool não são miscíveis com óleo diesel, limitando assim a quantidade de álcool nas misturas;
- c) álcoois possuem baixo número de cetanas, enquanto que no motor diesel são preferidos os combustíveis com altas cetanagens (45-55) que facilmente entram em autoignição e possuem reduzido atraso de ignição;
- d) o óleo diesel serve também como lubrificante do motor diesel, já os álcoois não possuem as mesmas qualidades de lubrificação, podendo comprometer a vida útil de alguns componentes;

Abu-Qudais, Haddad e Qudaisat (2000) ainda relatam que a substituição completa de álcool por diesel é muito difícil e houve um aumento do interesse da utilização dos álcoois, principalmente pelo etanol e metanol.

Para a utilização de um motor de ignição por compressão operando com diesel-álcool, existem alguns métodos aplicáveis. Conforme Boretti (2012) e Abedin et al. (2016) os principais métodos são:

- a) soluções ou misturas diesel-álcool;
- b) misturas álcool-diesel utilizando surfactantes (emulsões);
- c) dosagem do álcool no coletor de admissão de ar do motor (fumigação);
- d) dupla injeção, um bico injetor para o álcool e outro para o diesel, injetando os dois combustíveis diretamente dentro da câmara de combustão.

Cada uma dessas técnicas possui suas particularidades, vantagens e desvantagens. Conforme Egúsquiza (2011), as características do desempenho e as emissões do motor

operando com álcool podem mudar significativamente dependendo da técnica aplicada e do tipo do álcool utilizado.

Imran et al. (2013) citam que os métodos mais utilizados na aplicação de álcool com diesel em motores ICO são os métodos das misturas e o de fumigação. Conforme Boretti (2012), o método das misturas é o mais fácil de se realizar pelo fato de não precisar alterar nenhum sistema do motor e a fumigação permite altos percentuais de substituição e é basicamente a melhor solução disponível para utilização de álcool em motores ICO atualmente.

Um dos motivos de os métodos das misturas e a fumigação serem os mais utilizados é devido a sua facilidade de montagem no motor quando comparados aos outros métodos. Boretti (2012) cita em seu trabalho as dificuldades encontradas nos métodos de emulsões e dupla injeção. A emulsão possui a grande desvantagem do elevado custo operacional devido ao custo dos surfactantes e suas limitadas propriedades físicas em baixas temperaturas. Já o método de dupla injeção é difícil de se realizar devido ao grande nível de alterações necessárias no sistema do motor, principalmente pelo espaço físico necessário no cabeçote do cilindro para instalação e orientação correta do segundo injetor na câmara de combustão.

A seguir, são descritas, resumidamente, as principais características das técnicas mais utilizadas, método das misturas e da fumigação, incluindo alguns dos trabalhos mais relevantes sobre o tema. Contudo, maiores detalhes serão cobertos na fumigação de etanol, por ser o método empregado neste trabalho.

#### **2.4.1 Método das misturas**

No método de misturas, óleo diesel e álcool são misturados nas proporções desejadas e nenhum equipamento ou modificação no motor é necessária, utiliza-se o mesmo sistema de injeção que o do óleo diesel. Sendo essa uma das maiores vantagens do método, por ser mais simples de ser utilizado. Em contrapartida, o método possui algumas desvantagens.

Conforme Abedin et al. (2016) a quantidade de álcool na mistura é limitada pela pobre miscibilidade do álcool com o diesel, devido às diferentes propriedades físico-químicas, sendo assim as misturas podem ser instáveis, ocasionando a separação de fases. Os álcoois se caracterizam por possuírem uma estrutura molecular polar, ao contrário do OD que se caracteriza por possuir uma estrutura apolar, inviabilizando a solubilidade do etanol no OD.

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. Essas modificações alteram as características do jato de

combustível injetado, a qualidade da combustão e as emissões do motor. Pauferro (2012) menciona que o número de cetanas do etanol assume valores muito baixos devido à sua elevada temperatura de auto-ignição em comparação aos valores observados para o OD, fazendo aumentar o atraso da ignição da mistura ar-combustível, exigindo o uso de aditivos promovedores de ignição.

Além dessas propriedades, o menor poder calorífico do etanol (em torno de 27 MJ/kg) comparado ao valor do OD (da ordem de 42 MJ/kg), representa mais uma propriedade que seja compensada, podendo, parcialmente, ser conseguida com o aumento da taxa de compressão do motor Pauferro (2012).

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 et al. (2007).

O trabalho de Kumar et al. (2013) é um artigo de revisão, que tem o objetivo de comparar os álcoois (metanol, etanol e butanol) em termos de produção global, propriedades físico-químicas, custo e os efeitos na performance do motor utilizando método das misturas. Um dado interessante que os autores citam é que do ano de 2005 até 2012 foram publicados 142 artigos em periódicos, 35 artigos em congressos e 8 artigos de revisão sobre o método de misturas utilizando diesel-álcool, mostrando assim o grande interesse e volume de pesquisas que estão sendo realizadas nessa área.

Entre os três álcoois estudados, o butanol foi o que demonstrou as propriedades físico-químicas mais parecidas com o do óleo diesel, podendo ainda ser misturado com diesel em qualquer concentração sem haver separação de fase. O metanol é o que possui o menor poder calorífico e número de cetano, possuindo a maior diferença das propriedades do óleo diesel. A tabela 1 mostra a comparação entre as propriedades físico-químicas.

Tabela 1 - Propriedades físico-químicas

Propriedades	Metanol	Etanol	Butanol	Diesel
Densidade a 20°C (g/ml)	0,7866	0,7851	0,8098	0,829
Nº de Cetano	3,8	5-8	25	40-55
Poder Calorífico Superior - PCS (MJ/kg)	22,7	29,7	36,6	44,8
Poder Calorífico Inferior - PCI (MJ/kg)	20,1	26,9	33,1	42,8
Calor Latente de Vaporização (MJ/kg)	1,2	0,92	0,43	0,23-0,60
Temperatura de autoignição (°C)	463	423	397	235
Solubilidade em 100 g de água	Miscível	Miscível	Não misc.	Não misc.
Viscosidade (10 <sup>-3</sup> Pa·s)	0,5445	1,078	2,593	-

Fonte: Adaptado de Kumar et al (2013)

Comparando os álcoois estudados em nível produção global e custo de produção, o etanol é superior. Kumar et al. (2013) citam que o preço do litro de etanol e butanol produzido a partir de milho nos Estados Unidos custa cerca de US\$ 0,40/L e 0,52/L, respectivamente. Ilustram também projeções para os dois combustíveis até 2027: o preço do etanol tende a ser constante, US\$ 0,56/kg enquanto do butanol tende a crescer de US\$ 0,73/kg para 0,78/kg.

Os efeitos em desempenho e emissões com esses três álcoois demonstraram uma redução nas emissões sem nenhum grande impacto no desempenho. Nos três álcoois analisados, a eficiência térmica, CO e nível de fumaça foram reduzidos, enquanto o consumo específico aumentou. Os autores citam que isso se deve ao menor poder calorífico dos álcoois. Para os HCs, o metanol mostrou uma redução, enquanto o etanol teve um leve aumento e o butanol um aumento mais significativo. Por fim, Kumar et al. (2013) citam que o butanol tem maiores vantagens sobre o etanol e metanol, devido suas propriedades físico-químicas serem mais semelhantes às do óleo diesel. Ainda ressaltam que o uso de aditivos se mostraram importantes para aumentar a estabilidade da mistura e o número de cetano.

Abedin et al. (2016) escreveram um artigo de revisão, com o objetivo de comparar as três técnicas de operação de um motor diesel no modo *dual fuel*. As técnicas estudadas foram a de misturas, fumigação e emulsões, utilizando biocombustíveis para esses métodos. Os parâmetros estudados são o desempenho e as emissões dos motores. Os autores relatam que esses parâmetros dependem das propriedades dos biocombustíveis utilizados. Em geral é comum o aumento do consumo específico nas três técnicas empregadas devido ao baixo poder calorífico dos combustíveis adicionados. A eficiência térmica é reduzida no método das misturas, aumenta nas emulsões e na fumigação depende da carga aplicado ao motor. O NO diminui com a fumigação e emulsões, mas HC e CO aumentaram para esses métodos. O material particulado foi constatado reduzido para os três métodos.

Peralta e Barbosa (1998) avaliaram o desempenho de um motor ICO funcionando com uma mistura ternária de combustível (diesel, álcool anidro e óleo de rícino), esse último é utilizado como ativador de fase à mistura e aditivo ao álcool. As misturas foram utilizadas sem a necessidade de processos específicos para adaptá-los ao motor e sem a realização de modificações nos seus parâmetros originais de injeção. Elas foram obtidas por um processo simples, no qual quantidades conhecidas dos componentes foram misturadas em um mesmo recipiente. Em uma primeira fase, foram preparadas soluções com variados teores de óleo de rícino no álcool, para determinação das características de viscosidade e poder calorífico da mistura. Numa segunda fase, para cada proporção de mistura óleo de rícino-álcool, foi adicionada uma quantidade de OD que proporcionasse completa solubilidade da mistura. As misturas ternárias foram caracterizadas quanto à viscosidade, poder calorífico, massa específica e tensão superficial e comparadas ao OD. Apenas uma mistura ternária não apresentou separação de fases (90% de OD, 9% de álcool e 1% de óleo de rícino), a qual foi testada em um motor estacionário bicilíndrico, quatro tempos e injeção direta, e foram determinadas as suas características de desempenho em dinamômetro. Os resultados dos testes mostraram que várias características de desempenho são comparáveis àquelas utilizando o diesel convencional, com pequenas perdas na potência e eficiências, o que demonstra que é tecnicamente viável a possibilidade de aplicação desta mistura como um combustível alternativo, sem a necessidade de modificações no motor original. Em relação aos efeitos ambientais, os autores observaram menor intensidade no nível de fuligem.

Satgé de Caro et al. (2001) selecionaram dois aditivos orgânicos pelos seus parâmetros físico-químicos diferentes para estudar o comportamento de uma mistura de diesel e etanol. Esses compostos apresentam a estrutura molecular do glicerol ligada a determinados grupos funcionais. Os autores investigaram as propriedades diretamente relacionadas com parâmetros do motor (viscosidade, número de cetanas, poder calorífico e volatilidade) e que caracterizam a qualidade dos combustíveis (homogeneidade, propriedades a frio, qualidade anticorrosiva e de volatilidade). As formulações foram preparadas de combustível com 2% de aditivo e conteúdo de etanol entre 10 e 20% em volume em relação ao OD. Misturas, com e sem aditivos, foram comparados em dois motores a diesel: um com injeção direta e outro com injeção indireta. Os autores mencionam que o comportamento dos motores pareceu ser melhorado na presença de aditivos na mistura OD-álcool, havendo redução de poluentes nas emissões gasosas, porém, houve irregularidades cíclicas e atraso de ignição. Entretanto, não foram observados no estudo problemas de detonação e fenômeno de bloqueio por vapor.

Can, Çelikten e Usta (2004) investigaram os efeitos da adição de etanol (10% e 15%, em volume) em OD sobre o desempenho e as emissões de um motor quatro tempos, quatro cilindros, turbo alimentado, de injeção direta, a diferentes pressões de injeção da mistura combustível (150, 200 e 250 bar) e a plena carga. 1% de isopropanol foi adicionado às misturas para satisfazer homogeneidade e evitar a separação de fase. Resultados experimentais mostraram que a adição de etanol reduziu as emissões de CO, fuligem e de SO<sub>2</sub>, embora causasse um aumento nas emissões de NO<sub>x</sub> e uma redução de potência da ordem de 12,5% (para adição de 10% de etanol) e 20% (para adição de 15% de etanol). Os autores identificaram igualmente que, com o aumento da pressão de injeção do motor operando no modo bicomcombustível, houve diminuição das emissões de CO e de fumaça, especialmente entre 1500 e 2500 rpm, com relação ao modo de operação monocombustível OD100, havendo, entretanto, alguma redução de potência.

Estrada (2015) avaliou o desempenho e as emissões de um motor ciclo Diesel de um trator agrícola, utilizando misturas de OD (com 5% de biodiesel misturado) e etanol hidratado, sendo empregadas misturas com 3%, 6%, 9%, 12% e 15% de ETH. Os resultados indicaram que, conforme aumentou a porcentagem de ETH, os valores médios de torque e potência do motor diminuíram. Com a mistura de 3% de ETH, esses parâmetros não diferiram estatisticamente, sendo obtido o menor consumo de combustível. Com a mistura de 12% de ETH, o desempenho do motor teve reduções de torque e potência de 2,97% e 2,95%, respectivamente, em relação à operação OD100, enquanto que os consumos de combustível não apresentaram diferença estatística. Com as misturas de 12% e 15% de ETH, a redução de opacidade, CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>, em relação ao OD100 foi de 22,22 – 24,44%, 5,20 – 5,60% e 6,65 – 10,48%, respectivamente. O autor considerou que o motor operando em modo bicomcombustível com OD-ETH12, as emissões de poluentes foram reduzidas significativamente sem uma perda considerável do seu desempenho.

#### **2.4.2 Injeção de álcool junto ao ar de admissão (“Fumigação”)**

O termo “fumigação” originou-se na década de 50 com o trabalho de Alperstein, Swim e Schweitzer (1958), cujo objetivo era reduzir a emissão de fumaça em motores Diesel, introduzindo combustíveis na admissão de ar do motor. A partir disso, o termo começou a ser usado pela comunidade científica para definir o processo pelo qual parte da energia necessária para o funcionamento do motor Diesel é fornecida por uma mistura ar-combustível.

Conforme Abedin et al. (2016), a fumigação se dá pela vaporização ou injeção de combustível na linha de admissão de ar do motor (coletor de admissão), formando uma mistura ar-combustível. Assim, a queima dessa mistura ar-combustível (carga fumigada) é realizada após a ignição espontânea de um pequeno volume de óleo diesel injetado dentro da câmara de combustão.

O método utilizado nesse trabalho é o de fumigação, que tem as vantagens destacadas por Imran et al. (2013):

- a) requer mínimas modificações no motor como um dispositivo para realizar a injeção, outra linha de alimentação com tanque de combustível e um aparato para realizar o controle;
- b) sistema de injeção de álcool isolado do sistema de injeção do óleo diesel, possibilitando a flexibilidade da operação nos dois modos através de comandos relativamente simples e de baixo custo;
- c) não é necessário introduzir nenhum aditivo para melhorar a solubilidade e propriedades do diesel-álcool, pelo fato de ser adicionado o álcool na admissão de ar;
- d) a injeção do álcool, pela fumigação, pode substituir com facilidade até 50% do óleo diesel, em termos de energia.

Egúsquiza (2011) cita que as pesquisas referentes à fumigação do álcool em motores Diesel indicam um aumento da eficiência térmica em altas cargas de operação quando comparada ao modo diesel puro. Já nas baixas cargas, esse parâmetro diminui à medida que a massa de álcool utilizada aumenta. A fumigação do álcool reduz as emissões de particulados, óxidos de nitrogênio e dióxido de carbono. No entanto, são observados aumentos nas emissões de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono são reportados.

O trabalho de Vallinayagam et al. (2015) trata-se de um artigo de revisão com o objetivo de verificar a viabilidade do uso de combustíveis com baixa viscosidade e número de cetano em motores diesel, ignição por compressão. O trabalho engloba combustíveis baseados em álcoois (metanol, etanol e butanol) e provenientes de plantas como eucalipto. Os autores afirmam que metanol e etanol estão sendo pesquisados amplamente, principalmente pelo método de fumigação e dupla injeção. Ressaltam que esses dois combustíveis podem ter deficiência em partidas a frio em baixas cargas com esses métodos, devido ao seu calor latente de vaporização ser mais elevado. Outro ponto é o atraso na ignição que, com baixas cargas, causa a redução da eficiência térmica do sistema.

Vallinayagam et al. (2015) citam que uma forma para minimizar essas desvantagens da utilização de álcoois é o uso deles em altas cargas e que, com um controle eletrônico, poderiam ser cortados em baixas cargas e ser utilizado somente o diesel, já que os álcoois geralmente trazem benefícios em desempenho e emissões em altas cargas. Essa pode ser uma vantagem dos métodos de fumigação e dupla injeção sobre os outros métodos.

A seguir, são mostrados os principais trabalhos publicados referentes à fumigação do álcool nos motores Diesel, principalmente de etanol.

Ajav, Singh e Bhattacharya (1998) analisaram um motor diesel com ignição por compressão operando no modo mono e bicomustível. Os testes no modo *dual fuel* foram realizados, introduzindo etanol hidratado através do carburador, mantendo uma rotação constante de 1550 rpm e variando a carga 0, 25, 50, 75, 100%. Os efeitos de pré-aquecimento do ar junto com o etanol também foram investigados. Os autores declaram que a fumigação de etanol reduz o consumo de diesel, porém aumentou a quantidade total de energia fornecida para o sistema utilizado, devido a injeção de etanol. Utilizando o ar de admissão, sem sofrer pré-aquecimento, com o etanol vaporizado, obtiveram o aumento da concentração de CO, da potência e eficiência térmica (ET) do sistema. Os autores também declaram que a utilização do ar pré-aquecido diminui a potência do motor e também a concentração de NO<sub>x</sub> se comparado com o ar sem pré-aquecimento.

Abu-Qudais; Haddad e Qudaisat (2000) estudaram os efeitos da técnica de fumigação de etanol no coletor de admissão de ar e de misturas de OD-etanol no desempenho e emissões de um motor diesel monocilíndrico de 0,582 L. Os resultados mostraram que ambas as técnicas aplicadas apresentaram o mesmo comportamento no desempenho e emissões, mas os melhores resultados foram obtidos com o método da fumigação. O mais eficiente foi o de 20% de etanol, que conduziu um aumento de 7,5% na eficiência térmica, 55% no CO e 36% na emissão de HC e diminuição de 51% no material particulado. Os melhores resultados para as misturas de OD-etanol foram obtidos para a mistura de 15% de etanol: aumento de 3,6% na eficiência térmica; aumentos de 43,3% no CO e de 34% nos HCs; e redução de 32% no material particulado.

Şahin e Durgun (2007) realizaram um estudo teórico no qual foi desenvolvido um software para prever o comportamento de um motor diesel operando com diesel-etanol pelo método da fumigação, com taxas de substituição de 2,5 a 20% de etanol. O método utilizado para o estudo foi o “*quasi-dimensional phenomenological combustion model*”, que foi adaptado para o método de fumigação. A variação da rotação do motor indicou um aumento da potência, eficiência térmica e emissões de CO, enquanto o consumo específico de diesel e emissões de NO foram reduzidos. Com a redução da taxa de compressão do motor, constaram um aumento

na potência, eficiência térmica e concentração de NO e uma tendência de aumento de CO e consumo específico.

Tsang et al. (2010) conduziram experimentos de fumigação em um motor diesel quatro cilindros de injeção direta. Os ensaios foram realizados com cinco cargas diferentes, rotação fixada em 1800 rpm, injetando etanol na admissão de ar nos intervalos de 5, 10, 15 e 20% de etanol. A eficiência térmica foi reduzida para baixas e médias cargas, enquanto que, para cargas altas, não houve uma mudança significativa. O método de fumigação resultou em aumento significativo nas emissões de HC e CO e NO<sub>2</sub>. Contudo, as emissões de NO<sub>x</sub>, material particulado e fumaça foram reduzidas. Os autores realizaram também ensaios com um catalisador de oxidação para gases de combustão de motores diesel. Eles citam que, com o uso do catalisador, foi possível reduzir as altas emissões de HC e CO, geradas pelo método de fumigação e ainda reduzir o material particulado.

Zhang et al. (2011) conduziram os experimentos em um motor diesel, quatro cilindros, injeção direta à uma rotação de torque máximo de 1800 rpm. Os ensaios foram conduzidos injetando etanol e metanol em 10% e 20% na admissão de ar de cada cilindro em cinco diferentes cargas aplicadas. Os autores afirmam que a fumigação de etanol e metanol em baixas cargas diminui a eficiência térmica em torno de 2 a 8%, mas em altas cargas, aumentaram em torno de 9 a 10% para metanol e 3% para o etanol. A fumigação de metanol teve uma maior influência no aumento da eficiência térmica e na redução de material particulado que o etanol. Os autores também afirmam que a fumigação de ambos combustíveis aumentou as concentrações de HC, CO e NO<sub>2</sub>, sendo o metanol o que possui as maiores concentrações desses gases emissivos. O NO<sub>x</sub> e o material particulado foram reduzidos conforme a adição de etanol.

Chauhan et al. (2011) avaliaram um motor diesel pequeno monocilíndrico de 0,9 L, taxa de compressão de 17:1, potência de 7,5 kW, operando em modo bicomcombustível OD-etanol por fumigação acoplado a um gerador elétrico. A fumigação foi realizada usando uma espécie de carburador a volume constante. Os autores declaram que a atomização do etanol resulta em uma combustão de menor temperatura. O percentual de fumigação de etanol, que rendeu melhores resultados emissivos, foi de 15%: menores concentrações de NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> e temperatura de descarga; embora as emissões de HCs não combustos aumentaram em todas as faixas de carga.

No trabalho de Surawski et al. (2012) foi estudada a fumigação de etanol na admissão de ar do motor, utilizando um aquecedor para realizar a vaporização do etanol em percentuais de 10% a 40% em energia, em um motor de quatro cilindros, Ford 2701C, na rotação de 1700 rpm com quatro cargas diferentes. Os autores relatam que com a fumigação de etanol o fator de excesso de ar ( $\lambda$ ) diminuiu, fazendo com que as concentrações de NO e material particulado

diminuíssem e de CO e HC aumentassem na maioria das configurações testadas. Acreditam que isso seja devido à maior relação de hidrogênio-carbono existente no combustível.

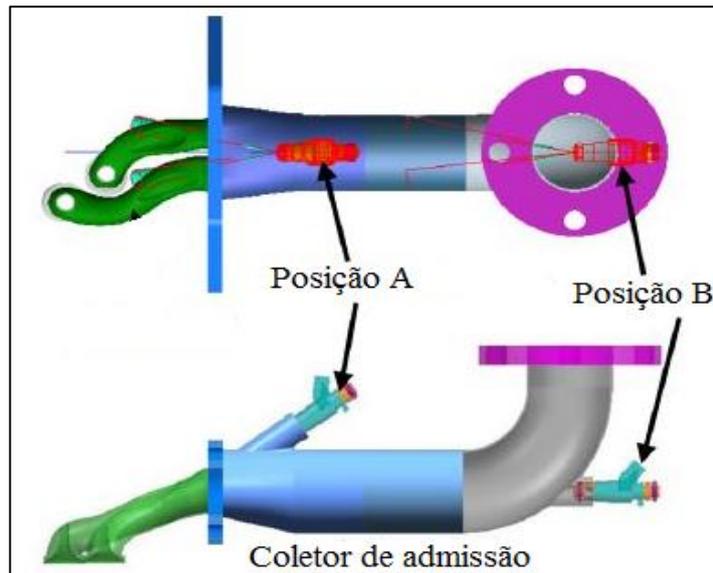
Imran et al. (2013) abordam os sistemas de fumigação de álcool nos motores diesel, identificando os potenciais de uso desse processo. Trata-se de um artigo de revisão em que os autores fazem uma análise crítica do efeito da fumigação de metanol e de etanol no desempenho e nas emissões de motores diesel, salientando que uma variedade de razões de fumigação de 5% a 40% tem sido aplicada em diferentes tipos de motores com diferentes formas de operação. Salientam ainda que a aplicação da técnica de fumigação de álcool tem conduzido a uma significativa redução das emissões: CO<sub>2</sub> até 7,2%; NO<sub>x</sub> até 20%; e material particulado até 57%, embora tenha havido aumento dos percentuais de CO e HC não combusto nas emissões. Também é observado um aumento do consumo específico de combustível à custa do menor poder calorífico do álcool em comparação ao OD. Por último, os autores destacam o decréscimo da eficiência térmica dos motores em baixas cargas e o aumento da eficiência a altas cargas.

Padala et al. (2013) estudaram o método de fumigação com um motor monocilíndrico, com taxa de compressão de 17,7, naturalmente aspirado com deslocamento volumétrico de 497,8cc. O principal objetivo do trabalho foi estudar o efeito da taxa de substituição por etanol e o ponto de injeção de diesel na eficiência e emissões do motor. Foi observado que, com o aumento da taxa de etanol, aumenta a eficiência do motor, porém é limitada pelo retardo do processo de combustão. Com uma substituição de 60% do diesel por etanol em energia, aumentou a eficiência térmica em 10%. Segundo os autores, os resultados dos experimentos revelam que o tempo de combustão com etanol diminuiu sendo a primeira causa para esse ganho de eficiência. O tempo de queima aumenta conforme há avanço na injeção de diesel, sendo que a maior pressão efetiva foi de 1020kPa, mensurados quando a injeção estava fixada em 8° no ângulo de manivela. Os resultados das emissões mostraram que, com o aumento da taxa de etanol e do ponto de injeção, houve um aumento de HC, CO e NO<sub>x</sub>.

Em outro estudo de Padala, Kook e Hawkes (2014) foi analisado o efeito da posição do bico injetor de etanol nas emissões de um motor operando no modo *dual fuel* pela fumigação. Os testes foram conduzidos em uma câmara de combustão óptica que simula o duto de admissão de ar de um motor diesel. A posição “A” selecionada é a mais próxima das válvulas de admissão, onde o spray pode colidir com a superfície quente das válvulas. A posição “B” é um pouco mais afastado das válvulas de admissão, fazendo com que as gotículas de etanol interajam mais com o ar de admissão. A figura 5 ilustra as duas posições estudadas. Pelas imagens geradas no artigo, as partículas de etanol são menores na posição B, devido ao maior contato com o ar. Porém, as emissões de HC e CO se mostraram inferiores para posição A. Os

autores indicam que é devido a redução do umedecimento das paredes que é causado quando as gotículas de etanol entram em contato com a superfície quente das válvulas de admissão e melhora a vaporização do etanol. Possibilitando também o maior percentual de injeção de etanol do que na posição B.

Figura 5 - Posições de injeção



Fonte: Adaptado de Padala et al. (2013)

No trabalho de Sarjoavaara, Alantie e Larmi (2013) foi estudado a fumigação de etanol em um motor de ignição por compressão, com potência de 206 kW, turbo alimentado, injeção direta, equipado com sistema de injeção *common rail*, com uma taxa de compressão modificada de 14,2:1. Os experimentos foram conduzidos a uma rotação constante de 1500 rpm, variando em diversos níveis a carga. Baseado nos resultados obtidos, a substituição acima de 50% de etanol em energia fornecida, sugere-se a realização da injeção do diesel em duas parcelas, uma pré-injeção e uma injeção principal. Dessa forma obtiveram parâmetros de injeção mais eficazes no processo de combustão. Em carga máxima foi obtida uma taxa de substituição em massa de 90% de etanol, sem haver pressões muito elevadas no cilindro.

Ferreira et al. (2013) analisaram o desempenho e emissões de um motor monocilíndrico de injeção indireta operando com o método da fumigação a 1800 rpm. A composição do diesel utilizado é de 70% de diesel e 30% de biodiesel. Foi atomizado até 15% de etanol em volume, sendo que uma quinta composição testada foi de 15% de etanol e 0,4% do aditivo peróxido de di-terc-butilo. Os resultados mostraram uma redução do consumo específico de diesel, emissões de NO<sub>x</sub>, opacidade dos gases e eficiência do motor. Foi observado um aumento nas emissões

de HC e CO. A adição de peróxido de di-terc-butilo mostrou um pequeno aumento na eficiência do motor e redução de HC e CO comparado com os resultados gerados pela fumigação.

Os autores Hebbbar e Bhat (2013) conduziram experimentos em um motor diesel monocilíndrico para avaliar o efeito da temperatura do EGR (*exhaust gas recirculation*) e a fumigação de etanol nas emissões do motor. A taxa de etanol injetado foi de 5% a 20%. Os autores citam que a fumigação de etanol provou ser uma ótima opção de redução de NO<sub>x</sub> para altos percentuais de EGR. A perda da eficiência térmica causada pelo EGR para redução de NO<sub>x</sub> pode ser compensada pela fumigação de etanol. A combinação de fumigação de etanol com EGR reduziu consideravelmente as emissões de HC e fumaça, se comparados com combustão de diesel com EGR. O melhor resultado foi obtido com 10% de etanol, considerando a redução de NO<sub>x</sub>, HC e fumaça e também a menor redução da eficiência térmica.

Hansdah e Murugan (2014) analisaram um motor mono cilíndrico, 4,4 kW, rotação constante de 1500 rpm, refrigerado a ar e injeção direta operando com fumigação de bioetanol produzido a partir de mahua. A fumigação foi realizada com vazões de 0,24, 0,48, 0,96 e 1,22 kg/h na admissão de ar do motor com o auxílio de um vaporizador e com o controle da injeção. Os resultados dos experimentos mostraram que com a fumigação de bioetanol ocorreu um atraso na ignição de 2-3° no ângulo do virabrequim para todas as vazões com o motor a carga máxima. A vazão que obteve a melhor desempenho e as menores emissões foi de 0,48 kg/h. As maiores reduções nos níveis de NO e fumaça foram de 24,2% e 25% respectivamente, quando comparadas com o motor operando com diesel em carga máxima. Na mesma vazão de 0,48 kg/h mostrou um aumento de HC e CO de 1,8% e 5,5%, respectivamente.

Fraioli et al. (2014) realizaram um estudo experimental e de simulações numéricas para estudar um MCI operando no modo *dual-fuel*. Etanol foi atomizado na admissão de ar do motor, enquanto heptano era injetado diretamente no cilindro. Os ensaios foram desenvolvidos com um motor monocilíndrico, EURO 5, equipado com sistema de injeção *common rail*, com rotação constante de 1500 rpm. Uma câmera ultravioleta foi usada para gerar imagens das reações químicas da mistura dos combustíveis, verificando as zonas do cilindro com maior reatividade química e investigar a dinâmica da combustão. Com os resultados das simulações numéricas foi possível comparar com os resultados obtidos nas imagens. Com o etanol foi evidenciado áreas mais amplas de autoignição, redução na taxa e pico de liberação de calor, aumento da duração do processo de combustão e maior homogeneidade da distribuição de OH na câmara de combustão.

No trabalho de Britto Júnior e Martins (2014) foi analisado um motor diesel monocilíndrico de 2,06 L, de taxa de compressão variável, operando em modo bicombustível

OD-etanol (injeção do etanol no coletor de admissão de ar), 100% eletronicamente controlado. Uma vez que o motor foi ajustado para o máximo torque em cada condição de carga, o OD foi gradualmente substituído por etanol de acordo com os requisitos estabelecidos. Os autores fizeram comparações entre condições de operação diferentes considerando a taxa de substituição de OD e a eficiência térmica indicada. No trabalho, foram ainda considerados fluxos de gases na câmara de combustão em modo “quiescente” e “*swirl*”, razões de compressão de 14:1, 16:1 e 17:1, sendo testados dois injetores de OD: um de 35 g/s e outro de 45 g/s; além de 4 níveis de pressão de injeção de OD: 800, 1000, 1200 e 1400 bar. As mais altas taxas de substituição de OD ocorreram na razão de compressão de 16:1, alcançando mais de 50%.

Em outro trabalho, Britto Júnior e Martins (2015) analisaram as emissões do motor com a melhor configuração testada em seu trabalho anterior. A configuração do motor testada foi com um injetor de 45g/s, 17:1 de taxa de compressão e câmara de combustão em modo “*swirl*”. Os ensaios foram conduzidos a rotação constante de 1800 rpm, com quatro variações de carga. Os autores alcançaram uma taxa máxima de 65% de substituição de diesel e 49% de eficiência. Eles obtiveram também uma redução de emissões NO<sub>x</sub> em 60%, em contrapartida as emissões de HC e CO e aldeídos aumentaram.

Tutak (2014) em seu trabalho avalia o potencial da utilização do combustível E85 (85% etanol e 15% gasolina) na fumigação em um motor de ignição por compressão, três cilindros, injeção direta, taxa de compressão de 17:1, potência de 24 kW a 1500 rpm. Os experimentos foram realizados com o motor em diversas cargas. O grau de substituição das misturas foram de 20, 50, 75 e 90% de E85 com diesel. Em relação às emissões, obtiveram uma redução em NO<sub>x</sub> e fuligem, porém ocorreu um aumento considerável em HC e CO. Os autores acreditam que isso se deve à redução do excesso de ar ( $\lambda$ ), levando assim ao aumento do HC e CO e afirmam que o combustível E85 tem uma excelente capacidade de baixar a emissão de fumaça. A pressão máxima no cilindro durante a combustão diminuiu para as cargas baixas e médias e aumentou em cargas altas. Já o tempo de duração da combustão foi mais alongado quando se opera com baixas cargas. O contrário acontece quando se trabalha com altas cargas, reduzindo o tempo da combustão. Tutak (2014) também afirma que para baixas cargas a eficiência térmica diminuiu e em altas cargas aumentou.

Em outro trabalho, Tutak et al. (2015) abordam a fumigação de E85 e metanol em motor diesel, aspirado de três cilindros em linha, modelo IVECO AIFO 8031 i06.05 com injeção direta. Os autores realizaram os ensaios com velocidade constante de 1500 rpm e com substituição de 20%, 50%, 75% e 90% expressos em energia de metanol ou E85 com o diesel. Os autores afirmam que a utilização de metanol e E85 é justificável pelo fato de que, com carga

máxima de 24 kW, foi observado um aumento na eficiência térmica e uma redução radical de fuligem para substituição de 50% de E85 ou metanol. Com a substituição de 20%, foi constatado um aumento de 16% em emissões de NO<sub>x</sub>. Outros resultados foram observados como diminuição no pico de temperatura da combustão e dos gases de exaustão.

No trabalho de Sarjoavaara e Larmi (2015) foi estudado o uso do combustível E85 no método da fumigação. O estudo utilizou um motor pesado com potência de 120 kW, ignição por compressão, turbo alimentado, equipado com *common-rail* e taxa de compressão de 16:1. Os testes foram conduzidos, variando a rotação de operação de 1000 até 2300 rpm, o único parâmetro alterado de injeção foi o tempo de injeção de diesel. Os autores relatam que a maior substituição de E85 por diesel foi de 89% em energia especialmente em médias cargas. Para baixas e altas cargas, o percentual de substituição atingiu valores acima de 30%. Em todos os casos ocorreu um aumento de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos não combusto, mas as concentrações de óxidos de nitrogênio e valores de emissões de fumaça reduziram em quase todos os casos.

Şahin, Durgun e Kurt (2015) verificaram o efeito da fumigação de etanol na combustão, índice de fumaça K, emissões de NO<sub>x</sub> e parâmetros de performance de um motor diesel automotivo com injeção indireta, quatro cilindros, marca Ford, XLD 418 T, taxa de compressão de 21,5:1 e potência máxima de 55 kW à 4500 rpm. Os experimentos foram conduzidos, variando a rotação de 2000, 2500 e 3000 rpm, com três taxas de injeção de diesel 1/1, 3/4 e 1/2, variando a fumigação em 2, 4, 6, 8 e 10% de etanol por volume. Resultados mostraram que o índice de fumaça K reduziu para taxa de fumigação de 4 a 8% de etanol, para valores de substituição maiores, os valores de índice de fumaça aumentaram. O NO<sub>x</sub> mostrou valores abaixo do diesel para todas as taxas de fumigação de etanol. Variando a taxa de injeção de combustível NO<sub>x</sub> obteve uma redução de 8,5, 9,79 e 11,02% para 1/1, 3/4 e 1/2 respectivamente. Para fumigação de etanol e 8 a 10%, houve um acréscimo no desempenho do motor. Na combustão, foram destacados um aumento na pressão dentro do cilindro e dois picos de taxa de liberação de calor um antes e outro depois do PMS, resultado da combustão da pré-mistura etanol-ar.

No trabalho de Mariasiu et al. (2015) foram estudados os efeitos da fumigação de bioetanol com o auxílio de um aparelho de ultrassom no desempenho e emissões de um motor monocilíndrico diesel com injeção com *common rail*. Os autores adaptaram um aparelho de ultrassom na admissão de ar do motor, de forma que o orifício de exaustão do ultrassom auxiliasse para que o bioetanol e o ar se misturem uniformemente, reduzindo a possibilidade de condensação do bioetanol no tubo de admissão ar do motor. Os testes foram realizados com o

motor a 1800 rpm, variando a carga e operando com diesel B5, diesel-etanol mistura (15% etanol) e pela fumigação. O método de fumigação obteve a maior redução de NO<sub>x</sub>, quando comparado com as curvas do método da mistura e as curvas de diesel. Somente comparando com a mistura diesel-etanol, a fumigação reduziu em 7,45% a eficiência térmica, 3,8% emissões de NO<sub>x</sub>, 1,63% HC enquanto as emissões de CO aumentaram em 11,1%.

Gargiulo et al. (2015) realizaram o estudo com o objetivo de caracterizar o impacto da fumigação de etanol no tamanho, número e características químicas das partículas de carbono emitidas. Os ensaios foram realizados com um motor EURO 5, monocilíndrico, taxa de compressão de 16,5 e sistema de injeção com *common rail*. A taxa de substituição de diesel por etanol foi de 17%, 20%, 30% e 34% em massa. Os resultados indicaram um significativo efeito na concentração das partículas emitidas, mas não houve alteração no tamanho e nem nas características nano estruturais da fuligem.

Ruiz et al. (2015) avaliaram a reatividade de oxidação, nanoestrutura e características morfológicas do material particulado proveniente da fumigação de n-butanol e etanol hidratado em um motor diesel. Os ensaios foram realizados com duas cargas distintas a uma velocidade constante de 2410 rpm. Os autores utilizaram diesel com baixo teor de enxofre e a substituição foi de 10% e 15% baseada na energia fornecida. Os resultados indicaram que, independente da carga aplicada, a fumigação de etanol ou n-butanol aumenta a reatividade à oxidação da fuligem, a superfície de contato e a fração organiza volátil, sem afetar a nanoestrutura da fuligem ou a morfologia do material particulado, comparando com o diesel de baixo teor de enxofre.

Yu e Zheng (2016) apresentaram em seu trabalho o efeito da substituição de diesel por etanol pelo método da fumigação, juntamente com o uso da recirculação dos gases de exaustão (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*), controlando pressão de entrada de ar e pressão de injeção para médias e altas cargas. O motor testado possui uma taxa de compressão de 18,2, com sistema de injeção com *common rail*. Os resultados indicaram que a fumigação de etanol reduziu as emissões de NO<sub>x</sub> e de fuligem com níveis menos agressivos de EGR, se comparados com motores operando somente com diesel. Aumentando a pressão de entrada de ar para 2,5 bar, a taxa de substituição de etanol chegou a 0,9. Os autores conseguiram limitar a emissão de NO<sub>x</sub> em 0,2 g/kWh e o teor de fuligem ficou abaixo de 0,01 g/kWh para uma carga de operação estável e pressão média efetiva de 16 bar. Relatam também que as emissões de HC e CO aumentaram devido às baixas temperaturas de combustão e por combustões incompletas.

Pedrozo et al. (2016) afirmam que o uso do etanol, um combustível com presença de oxigênio em sua molécula, com alta resistência à detonação (elevada octanagem) e com alto

calor latente de vaporização, intensifica o poder de reatividade. Associado a isso, os biocombustíveis renováveis podem fornecer uma alternativa sustentável para substituição dos combustíveis derivados do petróleo, além de reduzir as emissões gasosas que causam o efeito estufa. Entretanto, a combustão da mistura OD-etanol conduz à baixa eficiência dos motores em baixas cargas devido à combustão incompleta. Desta forma, levou os autores à realização de um estudo experimental em dinamômetro de um motor diesel monocilíndrico de 2,03 L, com sistema de injeção de OD por *common rail*, operando em baixas cargas (1200 rpm e pressão média efetiva de 0,615 MPa). A estratégia de fumigação do etanol aplicada foi diretamente no coletor de admissão do motor, sendo avaliados também os efeitos de EGR, pressão do ar de entrada e a pressão de injeção de diesel no *rail*. Os melhores resultados foram obtidos para 54% de etanol na mistura, 25% de EGR, 125 kPa da pressão de ar de admissão e pressão no *common rail* de 90 MPa, conduzindo aos seguintes valores: eficiência térmica do motor de 45,5%; eficiência de combustão de 96,7%; redução nas emissões de NO<sub>x</sub> de 65% e de 29% no material particulado.

No trabalho de Jamuwa, Sharma e Soni (2016) foi utilizado um motor estacionário de ignição por compressão, com potência de 3,7 kW a 1500 rpm e taxa de compressão de 16,5, monocilíndrico acoplado a um alternador. A carga foi variada com um banco de resistências composto por lâmpadas, variando em nove diferentes carregamentos. Para a realização da fumigação, foi injetado etanol na admissão do motor nas vazões de 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 e 0,5 kg/h. Os resultados mostraram que a eficiência térmica diminuiu em torno de 11,2% em baixas cargas, e em altas cargas a eficiência térmica aumentou em torno de 6% comparadas com o diesel. Na parte das emissões, os autores relatam que houve uma redução máxima de 22%, 41% e 27% respectivamente em NO, índice de fumaça e CO<sub>2</sub> e um aumento simultâneo de 144% em concentração de HC e 139% em concentração de CO, quando comparados ao motor operando com diesel. Os autores acreditam que isso ocorre pela mudança das propriedades físico-químicas da mistura de ar e combustível, temperatura da combustão, concentração de oxigênio, número de cetanas e o atraso da ignição que ocorre com a adição de etanol na combustão.

Outros fatores estudados por Jamuwa, Sharma e Soni (2016), foi o aumento máximo do pico de pressão por ciclo 0,3-0,5 bar por ângulo do virabrequim e o aumento máximo de 1-4° graus do ângulo do virabrequim no atraso de ignição com a adição de etanol nos experimentos.

Ghadikolaei (2016) realizou uma revisão sobre os efeitos do método de mistura e fumigação, utilizando os álcoois como combustíveis alternativos sobre as emissões regulamentadas (PM, CO, NO<sub>x</sub>, HC) e não regulamentadas (Alcanos, SO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, NO<sub>2</sub>...). Em relação às emissões regulamentadas, o método de fumigação resulta na redução de NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>,

MP e fumaça na maioria dos casos analisados, contrapartida elevou a concentração de CO e HC. No método de misturas os autores afirmam que os efeitos observados são variados, ao contrário do método de fumigação os níveis de CO e HC diminuem enquanto CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub> aumentam em uma parte significativa dos trabalhos analisados, porém os autores citam que não seguem um padrão como no método de fumigação.

Para as emissões não regulamentadas, Ghadikolaei (2016) cita que houve uma redução na maioria das análises de BTEX (benzeno, tolueno, etilbenzeno, o-xileno, p-xilenos) com o método da fumigação. Para o método das misturas, uma redução em hidrocarbonetos aromáticos policíclicos na maior parte dos casos foi observada. Por outro lado, um aumento de etanol e metanol não combusto, carbonilos e fração orgânica solúvel foi observado nos dois métodos.

No trabalho de De Oliveira et al. (2017) foi investigado a operação de um motor diesel de 44 kW operando com diesel contendo 7% de biodiesel e etanol hidratado pelo método da fumigação. As concentrações de etanol variaram de 5% a 30%. Os resultados mostraram uma diminuição na pressão dentro da câmara de combustão a baixas cargas e o oposto com cargas altas se comparadas com o diesel. Com o aumento da injeção de etanol, aumentou o atraso de ignição e diminuiu o tempo de combustão. A eficiência de conversão de energia aumentou em 13%. Com 30% de etanol houve a redução de CO<sub>2</sub>, 12% e NO, 53%. Enquanto CO, HC e NO<sub>2</sub> aumentaram com adição de etanol, com uma taxa de substituição de 20%.

Outra linha de pesquisa que está sendo desenvolvida é o uso de etanol com altos conteúdos de água, sendo vantajoso do ponto de vista econômico, devido aos menores custos envolvidos na produção de combustível.

Na dissertação de mestrado, Olson (2010) estudou os efeitos da fumigação no desempenho e emissões de um motor Volkswagen TDI diesel. Os ensaios foram conduzidos a 1700 rpm com cargas de 40, 80 e 120 Nm. O autor utilizou etanol anidro e etanol com 50% de água na sua composição, com taxas de substituição de 25% e 40% em volume com o diesel. Os dois tipos de etanol testados mostraram uma redução de NO<sub>x</sub> e material particulado. Com carga de 80 Nm obtiveram a redução mais significativa, 25% de NO<sub>x</sub> com etanol-água e com etanol anidro ocorreu uma redução de 40% número de material particulado e 30% no volume do material particulado. As emissões de HC aumentaram drasticamente, principalmente para o etanol anidro. A eficiência térmica apresentou uma pequena redução para ambas concentrações de etanol. Os autores afirmam, levando em considerações emissões de NO<sub>x</sub> e MP, a fumigação de etanol-água mostrou-se melhor que a de etanol anidro.

Janousek (2010) tratou em sua dissertação sobre o método da fumigação e seus efeitos nas emissões de um motor John Deere, quatro cilindros, injeção direta com taxa de compressão de 17,0. Os ensaios foram realizados utilizando o etanol E98 (98% etanol e 2% gasolina) e adicionando água destilada no E98, criando misturas com 20 e 40% de água em massa. A taxa de substituição de etanol por diesel foi de 5, 10 e 15% em energia. Os testes foram realizados em quatro rotações: 1200, 2200, 1760 e 1450 rpm, para cada rotação foi variada a carga de 50, 75, 90 e 100%. A eficiência térmica não foi comprometida com a fumigação de etanol e etanol-água e ambos se mostraram eficientes na redução de  $\text{NO}_x$ , sendo o etanol mais eficiente que o etanol-água. As emissões de CO e HC aumentaram com a fumigação de etanol, enquanto  $\text{CO}_2$  e  $\text{O}_2$  não tiveram mudanças significativas. Para etanol-água, houve um aumento pequeno de CO e nenhuma mudança significativa em HC,  $\text{CO}_2$  e  $\text{O}_2$  quando comparados com diesel.

Goldsworthy (2013) estudou a fumigação de etanol com água em um motor diesel marítimo, 224 kW de potência, Cummins QSB5.9-305MCD, seis cilindros em linha, equipado com *common rail*, operando com dois estágios de injeção de diesel. Os ensaios foram realizados a uma rotação constante de 1800 rpm e com duas variações de carga, pressões médias efetivas de 17 e 20 bar. A taxa de substituição de etanol/água no diesel ocorreu em várias taxas, já o percentual de etanol/água variou de 93%, 72%, 45%, baseado em massa. O autor relata que obteve um pequeno acréscimo na eficiência térmica com taxas moderadas de etanol a uma pressão média efetiva de 20 bar. O CO e a opacidade dos gases de exaustão tendem a aumentar com o acréscimo de etanol. O  $\text{NO}_x$  possui uma tendência de diminuir com o acréscimo de etanol e etanol/água. O HC por sua vez, se manteve baixo e muito próximo à capacidade de leitura do analisador. É citado também que, quanto mais etanol era adicionado, maior era o retardo no tempo de injeção e o tempo de combustão. Goldsworthy (2013) afirma que, por o etanol possuir um limite de flamabilidade abaixo das temperaturas de compressão, a mistura já entra em ignição na pré-injeção e queima muito rápido por propagação de chama. Esse efeito ocorreu com taxas de etanol maiores 30% em energia. Muitos efeitos de detonação no motor foram constatados com taxa de 34% de etanol. Dessa maneira o uso dos dois estágios de injeção mostrou ser uma desvantagem para essas circunstâncias.

Morsy (2015) abordou em seu trabalho uma investigação experimental da fumigação de etanol/água, analisando os parâmetros de desempenho e exaustão de um motor diesel, monocilíndrico, injeção direta, com potência máxima de 6 kW a 1600 rpm. Os ensaios foram conduzidos em um dinamômetro, variando a rotação de 600 a 1600 rpm. Como combustível para fumigação, foi utilizado etanol/água nas taxas de 25%, 50%, 75% e 100% pelo volume. Os resultados indicaram um aumento nas emissões de CO, HC, eficiência térmica e exérgica

para todas misturas e um decréscimo nos valores da temperatura dos gases de exaustão. As emissões de NO diminuíram para misturas de etanol/água e aumentaram para fumigação de etanol puro.

Sari (2017) em sua dissertação de mestrado avaliou o impacto da utilização de misturas de etanol com elevadas concentrações de água, 10%, 20% e 30%. Em seus testes utilizou um motor monocilíndrico, com volume deslocado de 0,668 L, injeção de combustível no coletor de admissão e ignição por centelha e variando sua razão de compressão de 12,5; 13,5 e 14,5. Os resultados com o aumento de água no etanol apresentaram uma deterioração no desempenho, como diminuição na eficiência indicada e na eficiência de combustão. Nas emissões foi obtido uma redução nas emissões de NO<sub>x</sub> e CO, enquanto houve um aumento nos hidrocarbonetos. Com o aumento da razão de compressão foi deslocado os pontos de máxima eficiência em direção as misturas com maior percentual de hidratação. Com o aumento da razão de compressão, ocorreu um aumento nas emissões de NO<sub>x</sub>, porém notou-se também uma diminuição nas emissões de HC. O autor cita que os valores de eficiência possuem uma tendência definida de aumento com o aumento da razão de compressão e aumento do percentual de água, sendo o valor máximo obtido igual a 41% para 14,5:1 para a mistura de 80% etanol e 20% água.

A tabela 2 ilustra um resumo da maioria dos resultados encontrados pelo método da fumigação. Em geral, muitos dos resultados convergem um com o outro. Pode-se observar que a eficiência térmica obtida pelo motor operando com etanol está relacionada com a carga aplicada ao motor, em baixas cargas inúmeros autores relataram um decréscimo na eficiência enquanto para altas cargas ocorre um aumento. Essa tendência de resultado manteve-se basicamente para todos os autores citados.

Em termos de emissões, a maioria dos autores citados na tabela 2, encontraram reduções nas emissões de NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, material particulado e opacidade, porém um aumento nas emissões de hidrocarbonetos e CO foram observados quando o motor opera com etanol pelo método da fumigação. No entanto Chauhan et al. (2011) e Sari (2017) encontraram uma redução nas emissões de CO quando adicionado etanol ao sistema. Outros resultados de emissões também foram encontrados pelos autores Şahin e Durgun (2007), Padala et al. (2013) e Hebbar e Bhat (2013) que alteraram parâmetros do motor como taxa de compressão, ponto de injeção e a utilização de EGR junto com a fumigação de etanol.

A revisão bibliográfica apresentada nesse capítulo mostrou as características técnicas e os potenciais da utilização do álcool, principalmente do etanol em motores de ignição por compressão. Os resultados mostrados tornam o uso do método de fumigação de etanol como

uma solução viável. Além de requerer o mínimo de alterações no motor para atingir altos percentuais de substituições, é importante destacar que o método permite que o motor volte a operar na sua configuração original, diesel puro.

Tabela 2 - Resumo dos resultados dos trabalhos citados

(continua)

Referência	Motor	Métodos	% de substituição	Desempenho	Emissões	Outros parâmetros
Ajav, Singh e Bhattacharya (1998)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Etanol máx 33,6%	↑ ET; P	↑ CO ↓ NO	
Abu-Qudais, Haddad e Qudaisat (2000)	Monocilíndrico injeção direta	Fumigação e misturas	Etanol 20%	↑ ET	↑ HC; CO ↓ MP	
Şahin e Durgun (2007)	Simulação numérica	Fumigação	Etanol 2,5% a 20%	↑ ET; P; SFC	↑ CO; NO - variando taxa de compressão ↓ NO - variando rotação	
Olson (2010)	5 cilindros, injeção direta	Fumigação	Etanol Anidro e Etanol c/ 50,40 e 25% de água	↓ ET	↑ HC ↓ MP; NO <sub>x</sub>	
Janousek (2010)	4 cilindros, injeção direta	Fumigação	E98, E98 com 20 e 40% de água com taxas de 5 a 15%	-	↑ CO; HC (para E98) ↓ NO <sub>x</sub>	
Tsang et al. (2010)	4 cilindros, injeção direta	Fumigação	Etanol 5% a 20%	↓ ET - Baixas cargas	↑ HC; CO; NO <sub>2</sub> ↓ MP; opacidade	
Zhang et al. (2011)	4 cilindros Injeção direta	Fumigação	Etanol e metanol 10 e 20%	↑ ET - Altas cargas ↓ ET - Baixas cargas	↑ HC; CO; NO <sub>2</sub> ↓ NO <sub>x</sub> ; MP	
Chauhan et al. (2011)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Etanol 3 a 48%	↓ Temperatura de escape	↑ HC ↓ CO; CO <sub>2</sub> ; NO <sub>x</sub> ; Opacidade	
Surawski et al. (2012)	4 cilindros Injeção direta	Fumigação	Etanol 10 a 40%	-	↑ HC; CO ↓ MP, NO	

(continua)

Imran et al. (2013)	Revisão de vários	Fumigação	Etanol 5 a 40%	↑ ET - Altas cargas ↓ ET - Baixas cargas	↑ HC; CO ↓ CO <sub>2</sub> ; NO <sub>x</sub> ; MP; Opacidade	
Padala et al. (2013)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Etanol - até 80%	↑ ET	↑ HC; CO; NO <sub>x</sub>	Variação do ponto de injeção
Sarjovaara; Alantie e Larmi (2013)	6 cilindros Injeção Direta Common Rail	Fumigação	Etanol até 90%	-	-	Variação do número de injeções de diesel
Ferreira et al. (2013)	Monocilíndrico Injeção Indireta	Fumigação	Etanol 5 a 15% e etanol 15% + 0,4% aditivo	↓ ET	↑ HC; CO ↓ NO <sub>x</sub> ; Opacidade	
Hebbar e Bhat (2013)	Monocilíndrico Injeção Direta c/ EGR	Fumigação	Etanol de 5% a 20%	↓ ET	↑ CO <sub>2</sub> ↓ NO <sub>x</sub> ; HC; Opacidade	Compara os efeitos da fumigação com e sem EGR
Goldsworthy (2013)	6 cilindros Injeção Direta Common Rail	Fumigação	até 20% de Etanol/água com 92, 72, 45% por massa	↑ ET	↑ CO; Opacidade ↓ NO <sub>x</sub>	Variação no número de injeções de diesel
Hansdah e Murugan (2014)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Bioetanol - 0,24, 0,48, 0,96 e 1,22 kg/h	↑ ET	↑ HC; CO; NO ↓ Opacidade	
Fraioli et al. (2014)	Monocilíndrico Injeção Direta, Common Rail	Fumigação	-	-	-	Parâmetros de combustão
Britto Júnior e Martins (2014)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Etanol - 50%	↓ Desempenho	↑ HC; CO ↓ MP	Pressão de injeção e taxa de compressão
Britto Júnior e Martins (2015)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Etanol até 65%	↑ ET	↑ HC; CO ↓ NO <sub>x</sub>	

(continua)

Tutak (2014)	3 cilindros Injeção direta	Fumigação	E85 - 20, 50, 75, 90%	↑ ET - Altas cargas ↓ ET - Baixas cargas	↑ HC; CO ↓ NOx ;MP	
Tutak et al. (2015)	3 cilindros Injeção direta	Fumigação	E85 e metanol - 20, 50, 75, 90%	↑ ET - Altas cargas ↓ ET - Baixas cargas	↑ HC; CO ↓ MP	
Sarjovaara e Larmi (2015)	6 cilindros Injeção Direta Common Rail	Fumigação	E85 até 89%	-	↑ HC; CO ↓ NOx; Opacidade	
Şahin, Durgun e Kurt (2015)	4 cilindros Injeção Indireta	Fumigação	Etanol 2 a 10%	↑ Desempenho	↓ NOx; Opacidade	Verificaram parâmetros de combustão
Mariasiu et al. (2015)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação e misturas	Bioetanol 15%	↑ CEC	↑ HC; CO ↓ NOx	
Gargiulo et al. (2015)	Monocilíndrico Injeção Direta Common Rail	Fumigação	Etanol 17 a 34%	-	-	Concentração, número e características químicas das partículas de carbono
Ruiz et al. (2015)	4 cilindros, turbo, injeção direta	Fumigação	Etanol 10 a 15%	-	-	Reatividade de oxidação, nanoestrutura e características morfológicas do material particulado
Morsy (2015)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	até 70% de Etanol/água com 25, 50, 75 e 100% por volume	↑ ET	↑ HC; CO ↓ NO	

(conclusão)

Yu e Zheng (2016)	4 cilindros, injeção direta c/ EGR	Fumigação	Etanol até 90%	-	↑ HC; CO ↓ NOx; MP	
Pedrozo et al. (2016)	Monocilíndrico Injeção Indireta Common Rail	Fumigação	Etanol 54%	↑ ET; EC	↓ NOx; MP	
Jamuwa, Sharma e Soni (2016)	Monocilíndrico Injeção Direta	Fumigação	Etanol 0,1 a 0,5 kg/h	↑ ET - Altas cargas; EE ↓ ET - Baixas cargas	↑ HC; CO ↓ NOx; NO; Opacidade	Parâmetros de combustão
Ghadikolaei (2016)	Revisão de vários	Fumigação e misturas	-	-	↑ HC; CO ↓ NOx; MP; CO <sub>2</sub>	Avaliaram também as emissões não regulamentadas
De Oliveira et al. (2017)	4 cilindros, injeção direta	Fumigação	Etanol 5% a 30%	↑ ET	↑ HC; CO; NO <sub>2</sub> ↓ NO; CO <sub>2</sub>	
Sari (2017)	Monocilíndrico Injeção Direta e Ignição por Centelha	Fumigação	Etanol com 10, 20 e 30% de água em volume	↓ ET	↑ HC; CO; ↓ NOx;	Avaliaram também o aumento da taxa de compressão que tendeu para o aumento da ET e emissões de NOx

Fonte: Autor (2017)

↑: Aumento;

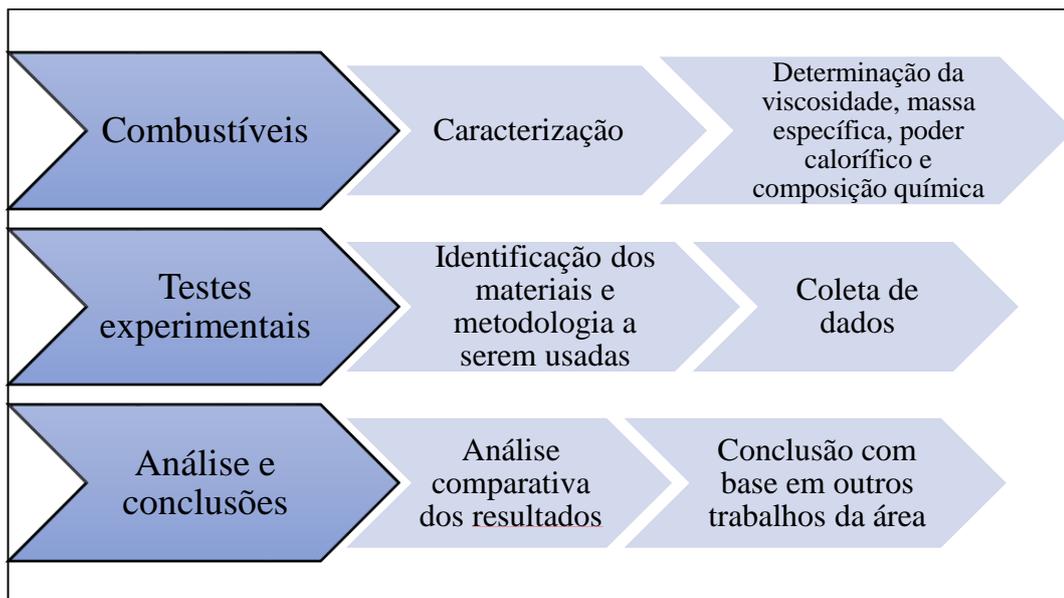
↓: Diminuição;

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Esse trabalho tem como objetivo analisar o desempenho e nas emissões de um motor diesel operando nos modos mono e bicomustível, quanto ao torque, potência desenvolvida, eficiência térmica e exergetica, consumo de combustível, temperatura, opacidade e emissões dos gases de escape do motor. A análise foi baseada em dados experimentais, utilizando um motor diesel acoplado a um dinamômetro operando em carga plena para obtenção dos resultados. Os ensaios com o motor foram realizados no laboratório de motores da empresa Agrale SA, localizada em Caxias do Sul.

De forma geral, o trabalho seguiu as etapas do fluxograma, ilustrado na figura 6.

Figura 6 - Fluxograma com as etapas do trabalho



Fonte: Autor (2017)

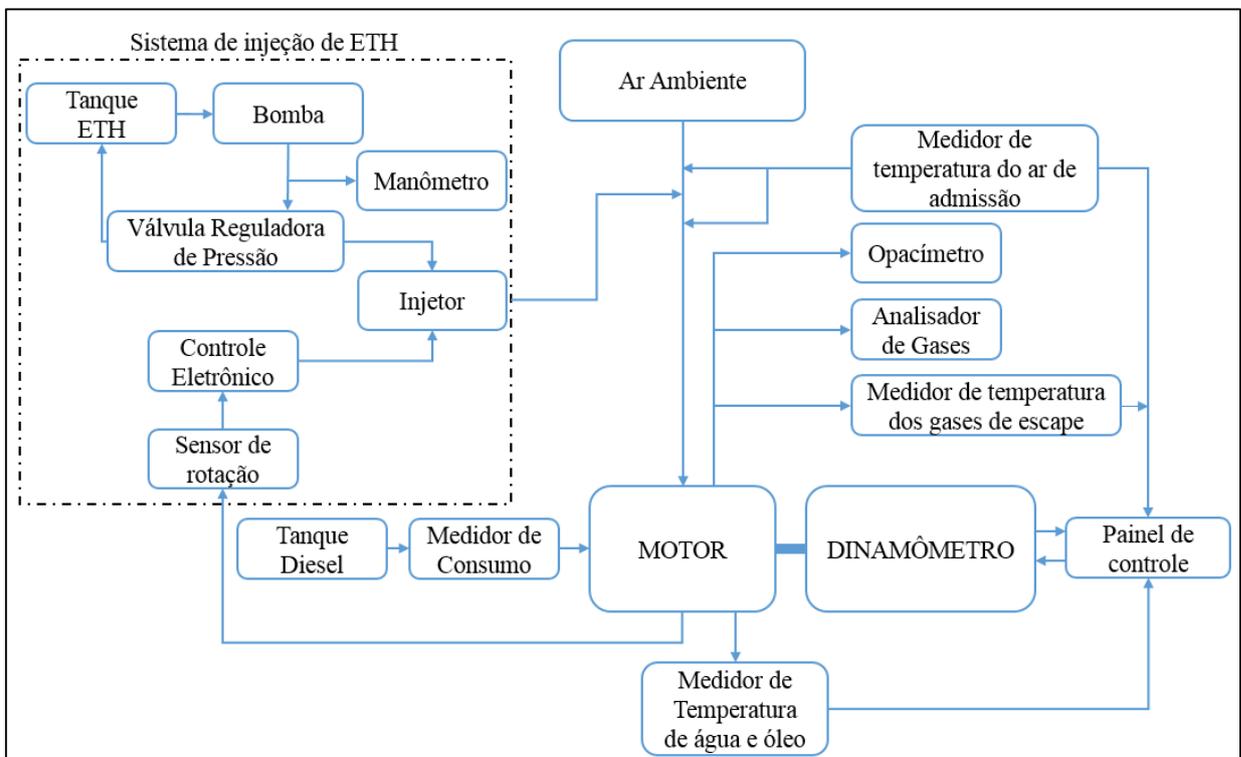
Para a primeira etapa, a identificação e caracterização dos combustíveis se deu nas principais propriedades físico-químicas dos combustíveis: óleo diesel e etanol hidratado. Para o trabalho, foi empregado o OD S500 (até 500 ppm de enxofre) com 8% de biodiesel, que é encontrado comumente nos postos de combustíveis, bem como o ETH.

As propriedades físico-químicas determinadas foram: a viscosidade, massa específica, poder calorífico e análise elementar. A viscosidade foi obtida com o uso de um reômetro da marca Anton Paar, modelo physica mcr 301, com geometria cone-placa. A massa específica medida com um picnômetro. Para determinação do poder calorífico, foi utilizado uma bomba

calorimétrica Isoperibol e para a análise elementar dos combustíveis foi realizada a combustão da amostra com detecção por infravermelho e condutividade térmica.

Nos testes experimentais, para o motor operar no modo monocombustível, somente com diesel, o motor operou normalmente no modo original. No entanto, para operar no modo bicomcombustível (OD-ETH) foi acrescentado um novo sistema de injeção. A Figura 7 ilustra esquematicamente o arranjo experimental montado para a realização dos ensaios, estando representados em destaque, os pontos onde se tomaram as medidas necessárias para adaptar o motor para operar com o método de fumigação.

Figura 7 - Esquema de montagem do experimento



Fonte: Autor (2017)

O novo sistema utilizou uma bomba de alimentação com uma válvula reguladora de pressão, travada em 4,5 bar, para pressurizar o ETH injetado no coletor de admissão através de um bico injetor automotivo. O controle da quantidade injetada é realizado eletronicamente, configurando o tempo de abertura do bico injetor. Quando o motor opera no modo bicomcombustível, o débito de diesel pela bomba injetora é retirado parcialmente e compensado pela injeção de ETH, mas quando se opera no modo monocombustível, todo sistema de injeção de ETH fica inoperante.

Os parâmetros utilizados para avaliar o desempenho do motor foram o consumo de combustível, torque, potência e eficiências térmicas e exergéticas. As emissões foram analisadas com a temperatura dos gases de escape, opacidade dos gases e com a utilização de um analisador de gases, registrando as emissões de dióxido de carbono, monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio.

### 3.1 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a execução dos ensaios experimentais, se adotou alguns critérios para o delineamento do estudo como as rotações, cargas e quantidades de ETH injetados no modo bicomcombustível. Como o motor utilizado nos testes possui sua faixa de rotação de 1800 a 3000 rpm, procurou-se abranger toda essa faixa na determinação do comportamento das curvas de desempenho do motor. Assim, os testes foram conduzidos nesse intervalo de rotações com variação de 200 em 200 rpm, caracterizando, desta forma, 6 intervalos experimentais.

A quantidade de ETH injetado na admissão de ar foi definida buscando uma ampla faixa de substituição de diesel por etanol. As taxas de injeção de ETH usadas para operar o motor no modo bicomcombustível variaram entre 0,11 a 0,66 g/s, operando com tempos de abertura do bico injetor de 2,00; 3,40; 4,78 e 6,16 ms, sendo designados por ETH01, ETH02, ETH03, ETH04, respectivamente. Definiu-se assim, 5 condições experimentais, ou seja, as quatro com etanol e um somente com diesel (OD100).

Todos os estudos experimentais seguiram a norma ABNT NBR 1585, que especifica o método de ensaios de motores projetados para veículos automotores, ajustando-se a avaliação do seu desempenho a plena carga em função da rotação do motor. Dessa maneira, todos os ensaios realizados foram à plena carga.

Com os parâmetros para os ensaios definidos, obteve-se um arranjo experimental 7 x 5. Para cada ponto de operação, foram avaliados diferentes percentuais de substituição de óleo diesel por etanol, exceto pelo OD100.

Antes do início dos ensaios experimentais, o motor utilizado passou por uma revisão. Algumas partes do motor foram limpas, acrescentado um novo óleo lubrificante e substituída a junta do cabeçote. Após a revisão, o motor foi acoplado na bancada dinamométrica e realizado a instalação de diversos sensores a fim de coletar todos os dados necessários para a pesquisa. Com o motor já acoplado ao dinamômetro, os ensaios foram conduzidos, seguindo alguns procedimentos descritos a seguir:

- a) na partida e no período de aquecimento do motor, esse operou somente com OD e ajustada sua alavanca de aceleração no fim do curso, atingindo a máxima rotação livre de 3200 rpm. Após, é determinado como 3000 rpm a rotação alvo no painel de controle (computador). Assim, o dinamômetro começa a impor carga até fixar a rotação em 3000 rpm à carga plena. Como o motor é refrigerado a água, essa etapa ocorre até que as temperaturas da água e do óleo lubrificante do motor estejam estáveis, ou seja, entre 90 a 95°C.
- b) na operação monocombustível, só com diesel, na máxima rotação livre, ajustou-se o dinamômetro para operar o motor a 3000 rpm, aplicando a carga até fixar a rotação do motor a 3000 rpm à carga plena. Algum tempo era aguardado até observar-se uma operação em regime permanente e então eram registrados os dados de interesse. Após configurava-se o dinamômetro para 2800 rpm e mais carga era aplicada para frear o motor e assim por diante para as demais rotações estudadas. As curvas do motor na operação só com diesel eram obtidas no início e no final dos testes no modo bicombustível.
- c) na operação bicombustível, o motor era colocado a uma dada rotação operando somente com OD, sendo fixada a carga máxima de operação para aquela rotação. Na injeção eletrônica programava-se o tempo de abertura do injetor, indicando a quantidade de ETH injetado. Após essa configuração, a injeção eletrônica era ligada. Por consequência, a rotação do motor aumentava, sendo necessário um ajuste da rotação por meio da alavanca de aceleração do motor até encontrar a rotação alvo. Cerca de 5 minutos era aguardado até o motor estabilizar a sua operação e então era efetuado o registro dos dados. Esse procedimento foi realizado para todas as rotações ensaiadas no modo bicombustível.
- d) A coleta de dados foi realizada a cada 50 s, que foi o tempo configurado para a balança de combustível coletar um dado, enquanto isso eram registrados os outros dados. A coleta foi repetida no mínimo 5 vezes para cada amostra (rotação e quantidade de ETH injetado) no mesmo ensaio.

### 3.2 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Nesta seção são apresentados todos os equipamentos e instrumentos utilizados para a realização dos testes práticos, bem como aqueles utilizados para a determinação das propriedades dos combustíveis.

### 3.2.1 Banco de ensaios

O dinamômetro utilizado para os ensaios de desempenho nesse trabalho é da marca Schenck, modelo W130 -130 kW, tipo correntes de Foucault, refrigerado à água, dotado de um sistema de aquisição eletrônica e analógica de dados e com incerteza de medição de rotação de  $\pm 10 \text{ min}^{-1}$ . A operação do dinamômetro se dá por um braço de alavanca com comprimento de 0,310 m, composto por uma célula de carga marca KRATOS, modelo KCC, com capacidade de força de 490 N e incerteza aproximada de  $< 0,2\%$ . A figura 8 ilustra uma foto do dinamômetro.

O dinamômetro do tipo correntes de Foucault é um freio que transforma energia mecânica do motor em calor, através da energia elétrica, sendo o calor dissipado pela água de refrigeração, não participando da frenagem.

Figura 8 - Dinamômetro Schenk



Fonte: Autor (2017)

Seu funcionamento consiste no apoio do rotor sobre a carcaça do próprio dinamômetro, que é composta por dois semi-eixos e um disco polar. Os discos polares são em forma de estrela e quando rotacionados entre as câmaras de refrigeração fixas, dentro do campo magnético que circula em uma bobina, gerado por uma corrente contínua, aparecem correntes parasitas na camada superficial das câmaras de refrigeração. Os dois campos magnéticos se opõem, ocasionando uma frenagem, o momento da frenagem é refletido em força pela célula de carga.

A potência é calculada através do torque e da rotação do motor. O torque é adquirido pela força da frenagem e o braço da alavanca. A rotação do motor é mensurada por um disco dentado na ponta do eixo do dinamômetro que produz impulsos de tensão em um transdutor de rotação que é transformado em uma tensão proporcional à rotação.

No painel de controle pode-se configurar a rotação e carga desejada de operação do motor, além da visualização dos outros dados coletados como temperaturas, potência e torque.

### 3.2.2 Motor

O motor utilizado nos testes experimentais foi o motor Agrale, modelo M95W. Esse modelo possui diversas configurações e aplicações comerciais tais como grupo geradores, moto bombas, veículos e tratores agrícolas de pequeno porte.

Nesse trabalho o motor M95W foi utilizado na configuração veicular, curva F, denominado também como M95WS, o seu sistema de injeção de combustível é regido por uma bomba injetora, válvula injetora e regulador de velocidade interno. As principais características do motor são apresentadas na tabela 3.

Tabela 3 - Características do M95W

Características	Especificação
Número de cilindros/disposição	1 - Vertical
Potência (cv/kW) a 3000 RPM	18,0 cv (13,3 kW)
Ciclo	Diesel 4 tempos
Diâmetro x Curso do êmbolo	95 x 110 mm
Deslocamento volumétrico	780 cm <sup>3</sup>
Taxa de compressão	21:1
Sistema de injeção	Direta Bosch
Geometria do pistão	Toroidal – tipo Saurer (vide figura Anexo A)
Ponto final de injeção	17° Antes do PMS
Pressão de abertura do injetor	21 a 22 MPa
Consumo específico	276 g/kWh
Refrigeração	A água

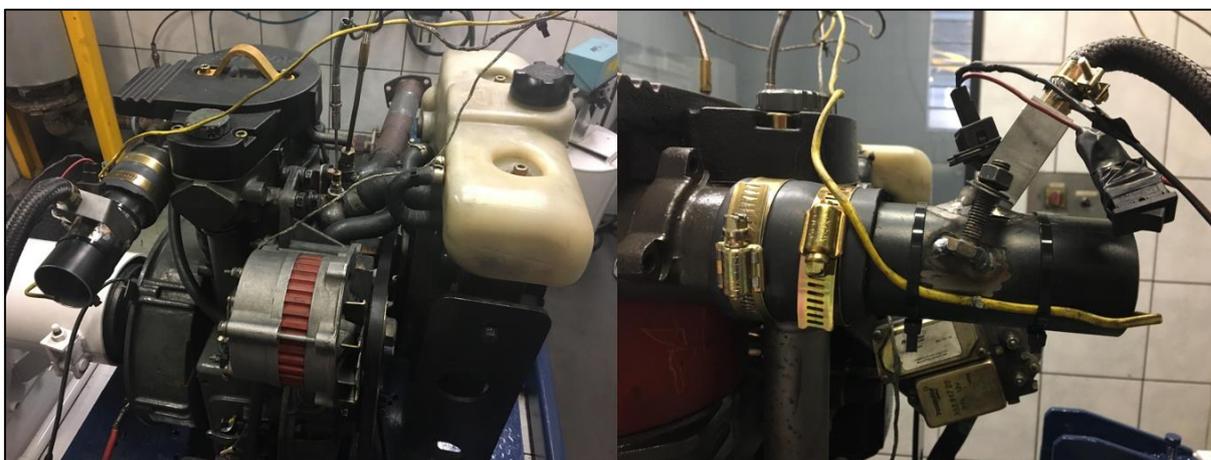
Fonte: Adaptado de Lintec (2017)

### 3.2.3 Sistema de injeção de ETH

Para o motor operar no modo bicombustível OD-ETH, utilizou-se o novo sistema de injeção, onde o ETH é injetado na admissão de ar do motor. O sistema consiste dos seguintes equipamentos com suas características: tanque de combustível plástico (15 L) para o etanol hidratado; bomba de combustível, marca VTO, tipo universal com pressão mínima de operação de 3,0 bar; válvula reguladora de pressão, marca VTO, com pressão de 4,5 bar; bico injetor com vazão de 18 a 21 mL/min a 3 bar; central eletrônica de comando, marca FuelTech, modelo FT300; sensor de rotação de efeito Hall.

O sistema de injeção opera da seguinte forma: um sensor de efeito hall foi instalado na capa seca do motor e um ímã instalado no volante do motor, um pouco antes da abertura da válvula de admissão de ar. Quando o ímã passa pelo sensor de efeito hall, um sinal é enviado para a central eletrônica que abre o bico injetor pelo tempo que foi determinado, injetando assim a quantidade desejada de ETH no sistema. A figura 9 ilustra a montagem do bico injetor na admissão de ar do motor.

Figura 9 - Montagem do bico injetor na admissão de ar



Fonte: Autor (2017)

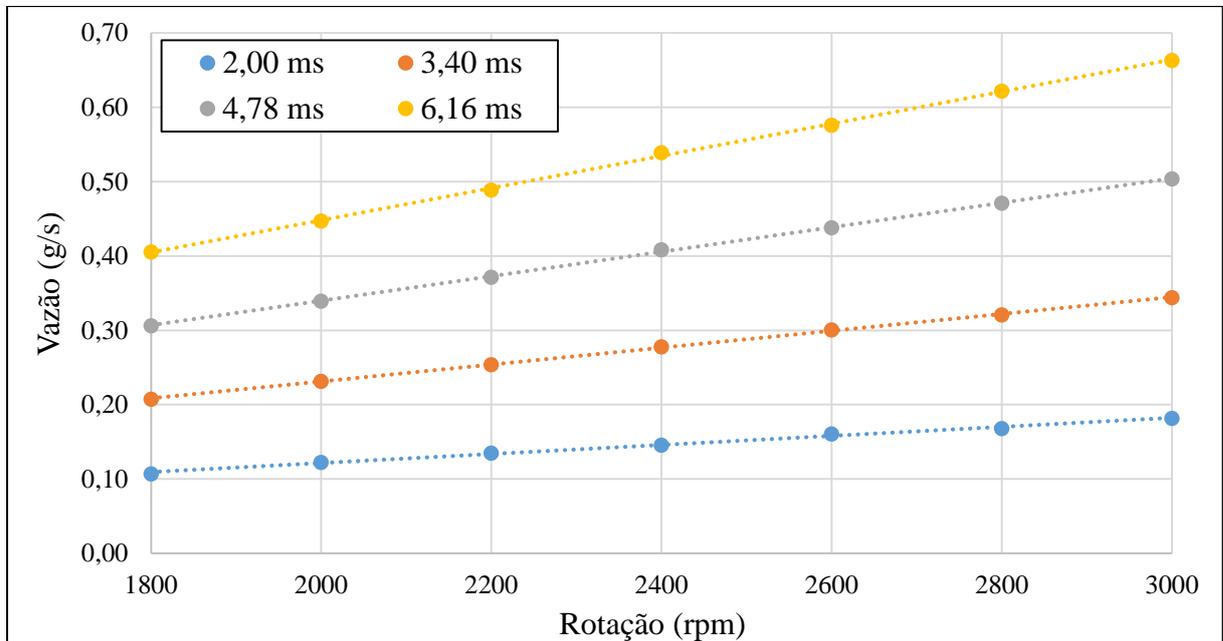
Na central eletrônica de comando, pode-se programar o mapa de injeção de combustível em diversos parâmetros. Para esse trabalho somente foi configurado o tempo de abertura do bico injetor. A quantidade de ETH injetada, vazão mássica, por tempo de abertura do bico injetor, nesse sistema, foi determinada a partir de um experimento prévio.

O experimento foi realizado colocando o duto de admissão com o bico injetor em um *becker* de 200 ml, sendo cronometrado o tempo com o injetor operando. Após, foi mensurado

a massa de combustível acumulada no *becker* com uma balança analítica com capacidade de 210 g, leitura de 0,1 mg e linearidade de  $\pm 0,2$  mg.

Foram realizadas medições com os seguintes tempos de abertura do bico injetor a uma pressão constante de 4,5 bar: 2,00; 3,40; 4,78 e 6,16 ms e para cada tempo de abertura, variou-se a rotação do motor de 1800 a 3000 rpm com intervalo de 200 rpm para cada medição. A figura 10, mostra os pontos de vazão de etanol a cada rotação do motor para os quatro tempos de injeção testados, sendo também mostradas as linhas de tendência linear. As vazões de etanol variaram de 0,11 a 0,66 g/s. No Apêndice A reporta-se a totalidade dos valores medidos.

Figura 10 - Abertura de injeção e vazão mássica



Fonte: Autor (2017)

### 3.2.4 Medidor de consumo de OD

Para a medição do consumo de óleo diesel foi utilizada uma balança da marca AVL, modelo 7030, com faixa de medição de 0,0 a 50,0 kg/h e com uma precisão de medição de  $\pm 0,005\%$  da massa do reservatório ou  $\pm 0,15\%$  da massa mensurada.

Seu princípio de funcionamento é gravimétrico, sendo que o medidor de consumo determina a mudança efetiva no peso do reservatório de medição, que está suspenso por uma mola tipo lâmina. A mudança de posição do recipiente é transmitida para um transdutor de deslocamento altamente sensível. Assim o consumo é medido durante um tempo pré-determinado, entre 5 a 250 s. Para os ensaios foi determinada a medição para cada 50 s. Quando

o reservatório de combustível se encontra quase vazio, o controle da balança interrompe a medida e enche seu reservatório com um novo volume de combustível.

### 3.2.5 Medidor do índice de fumaça “*Smoke Index*”

O índice de fumaça foi obtido com o equipamento Smoke Meter, da marca AVL, modelo 409D2, com uma faixa de medição de 0,0 a 9,0 UB (Unidade Bosch; SZ-BOSCH), sua incerteza de medição é de 2% para medições nas faixas de 0,6 a 5,0 SZ-BOSCH, sem variação de temperatura de operação, que varia de 0 °C a 50 °C e com uma resolução de 0,1.

Sua medição ocorre na tubulação dos gases de escape, uma vez que o equipamento possui uma bomba que faz uma amostra dos gases de exaustão passar por um filtro de papel. Através da quantidade de luz refletida no filtro escurecido, o equipamento fornece uma leitura do índice de fumaça. A figura 11 mostra o equipamento.

Figura 11 - Smoke Meter AVL



Fonte: Autor (2017)

### 3.2.6 Analisador de gases

Para medição das concentrações das emissões gasosas na descarga do motor, foi utilizado o analisador de gases portátil da marca AVL, modelo DiCom 4000. O princípio de medição para os gases: HC, CO e CO<sub>2</sub> é através da detecção de comprimento de onda no espectro infravermelho. Já para O<sub>2</sub> e NO através de princípios eletroquímicos. Sua temperatura de operação é de 1 °C a 50 °C, com uma umidade máxima de 90%. A tabela 4 mostra algumas especificações do analisador de gases utilizado.

Tabela 4 - Especificações do analisador DiCom 4000 da AVL

Variável	Faixa de medição	Resolução
CO	0 -10%	0,01%
CO <sub>2</sub>	0-20%	0,1%
HC	0-20000 ppm	1 ppm
O <sub>2</sub>	0-4%	0,01%
	4-22% vol	0,1%
NO/NO <sub>x</sub>	0-4000 ppm	1 ppm

Fonte: Autor (2017)

Para os ensaios foi realizado a medição de monóxido de carbono, dióxido de carbono, hidrocarbonetos e oxigênio.

### 3.2.7 Sensor de temperatura

Os valores de temperaturas foram adquiridos com um termopar do tipo K (Cromel/Alumel), com uma faixa de utilização de -270 °C a aproximadamente 1300 °C, com diferença de potencial entre -6,458 mV e 48,838 mV e com uma incerteza de medição de  $\pm 0,1$  °C. A composição do termoelemento positivo é de: 90% Ni, 10% Cr, enquanto a do termoelemento negativo é de: 95% Ni, 2% Mn, 1% Si e 2% Al.

O termopar do tipo K é de uso genérico e foi utilizado nesse trabalho para aquisição das temperaturas do ar de admissão antes e após a injeção de ETH, do óleo do motor, da água de arrefecimento, dos gases de escape e da temperatura ambiente (bulbo seco e bulbo úmido). Todas as medições foram visualizadas no painel de controle do banco de provas.

### 3.2.8 Reômetro

A viscosidade dos combustíveis foi mensurada através de um reômetro. O equipamento utilizado foi do fabricante Anton Paar, modelo physicamcr 301, com geometria cone-placa. Os ensaios foram realizados no Laboratório de Polímeros da UCS.

### 3.2.9 Picnômetro

Um picnômetro, com capacidade para 25 mL, foi utilizado para a medição da massa específica dos combustíveis, juntamente com uma balança digital de precisão da marca Marte, modelo AL500, de carga máxima 500 g e resolução de 0,001 g. Para realizar a medição, o picnômetro foi inicialmente calibrado com água destilada para determinar o seu volume exato. O picnômetro possui uma tampa com um pequeno filete que serve de transbordo do líquido a ser ensaiado. As medições foram realizadas no Laboratório de Engenharia Química da UCS.

### 3.2.10 Bomba calorimétrica

Para medição do poder calorífico superior e cálculo do inferior, foi utilizada uma bomba calorimétrica isoperibol. Os ensaios foram realizados pela CIENTEC, Fundação de Ciência e Tecnologia do RS, no período de 10 de outubro a 29 de novembro de 2016, no laboratório de ensaios em combustíveis. Os testes seguiram a norma ASTM: D4809-13 (*Standard Test Method for Heat of Combustion of Liquid Hydrocarbon Fuels by Bomb Calorimeter (Precision Method)*).

### 3.2.11 Combustão e detecção por infravermelho

A análise elementar dos combustíveis estudados, óleo diesel e etanol hidratado, também foi realizada pela CIENTEC, no período de 10 de outubro a 29 de novembro de 2016, no laboratório de ensaios em combustíveis. Para medição foi realizada a combustão da amostra com detecção por infravermelho, utilizando instrumental da LECO Corporation, modelo TruSpec S, seguindo as normas ASTM:D1552-16 e D5291-10(2015).

### 3.2.12 Alcoômetro

Para a medição do grau alcoólico do ETH, foi utilizado um alcoômetro Gay-Lussac, produzido pelo fabricante Incoterm, que possui escala de 0 a 100% (V/V) e resolução de 1 °GL. O alcoômetro está disponível no Laboratório de Química da UCS. Esse instrumento se destina à determinação do grau alcoólico de misturas que contenham álcool etílico, sendo expresso pelo número de volume de etanol, à temperatura de 20 °C, contido em 100 volumes da mistura. A unidade de medida utilizada é o grau Gay-Lussac (°GL).

### 3.3 ANÁLISE DA INCERTEZA DA MEDIÇÃO

Testes experimentais contêm erros em seus resultados devido a fatores que influenciam o processo de medição, tais como a incerteza do instrumento de medição, a metodologia e erros aleatórios. Taylor (1997) cita que o erro é intrínseco a um processo de medição de uma grandeza física, seja ele relacionado ao equipamento de medição ou ao próprio operador. Com isso, a melhor maneira de reportar o valor de uma grandeza medida é através de um conjunto com limites referentes à incerteza de medição, representando assim o valor mais provável da variável medida.

O método mais utilizado na bibliografia é o de Kline e McClintock (1953) que descreve a propagação das incertezas relativas a um parâmetro  $R$  que é em função de duas ou mais variáveis independentes,  $R=R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_{n1})$ , a incerteza propagada é calculada pela equação (6).

$$I_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} I_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} I_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} I_n\right)^2} \quad (6)$$

Conforme avaliação de dados de medição, ABNT (2008), a incerteza de medição pode ser dividida em incertezas do tipo A ( $I_A$ ) e do tipo B ( $I_B$ ). As incertezas de tipo A podem ser obtidas pela análise estatística de séries de observações da grandeza medida. Os valores da incerteza do tipo A foram obtidos a partir de no mínimo 5 observações experimentais e aplicando a equação (7) da média e equação (8) do desvio padrão. Sendo  $\bar{n}$  a média aritmética,  $N$  o número de amostras,  $n$  o valor de cada amostra e  $s$  o desvio padrão.

$$\bar{n} = \frac{\sum n}{N} \quad (7)$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_1^N (n - \bar{n})^2} \quad (8)$$

As incertezas do tipo B são obtidas partindo das informações da grandeza medida como dados de calibração e incerteza de medição do equipamento. A equação (9) descreve o cálculo da incerteza do tipo B, sendo que  $B$  é a variável relacionada ao instrumento e  $k$  depende do tipo

de leitura e a forma de medição. O valor de  $k=3$  é indicado caso o valor de  $k$  não seja divulgado em certificados de calibração ou para instrumentos com indicadores digitais.

$$I_B = \frac{B}{\sqrt{k}} \quad (9)$$

Considerando-se as incertezas tipo A e tipo B, tem-se a incerteza combinada ( $I_C$ ) que pode ser calculada a partir da equação (10).

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (10)$$

As variáveis que foram medidas nesse trabalho durante os testes experimentais foram torque, potência, consumo de OD, temperaturas, opacidade e emissões.

O torque foi mensurado a partir da força ( $F$ ) do motor sobre a célula de carga e do braço de alavanca ( $b$ ) do dinamômetro, conforme a equação (11)

$$T = Fb \quad (11)$$

Desta forma, pode-se determinar a incerteza de medição máxima do parâmetro do torque pelas derivadas parciais da equação (11) em função das variáveis  $F$  e  $b$  substituídas na equação (6), resultando na equação (12)

$$I_T = \sqrt{(bI_F)^2 + (FI_b)^2} \quad (12)$$

onde  $I_T$  é a incerteza de medição do torque,  $I_F$  incerteza da medição da força do motor sobre a célula de carga e  $I_b$  é a incerteza de medição do comprimento do braço de alavanca. O dinamômetro em questão possui uma célula de carga de capacidade de 490 N com incerteza de medição  $< 0,2\%$ . O braço de alavanca, com 0,310 m, foi mensurado com uma trena de resolução de 1 mm, pode-se considerar sua incerteza como metade de sua resolução, 0,5 mm.

Diretamente em função do parâmetro do torque tem-se a potência líquida, que é o produto do torque pela velocidade angular do motor, conforme equação (13), em que  $\omega$  é a velocidade angular.

$$P = 2\pi\omega T \quad (13)$$

A incerteza de medição máxima do parâmetro de potência é encontrado pelas derivadas parciais da equação (13) em função das variáveis  $\omega$  e  $T$  substituídas na equação (6), que resulta na equação (14), na qual  $I_\omega$  é a incerteza de medição da rotação do motor que é  $\pm 10$  rpm.

$$I_P = \sqrt{(\omega I_T)^2 + (T I_\omega)^2} \quad (14)$$

Para cada medição realizada, haverá um valor diferente de incerteza de torque e potência. Isso ocorre devido às equações (12) e (14) estarem relacionados com a força e torque medidos em cada observação e não somente com as incertezas da célula de carga, braço de alavanca e velocidade angular. Contudo, para o maior torque mensurado nesse trabalho, que representa conseqüentemente a maior incerteza, encontrou-se uma incerteza máxima de medição de torque de 0,25% ( $\pm 0,12$  Nm) e uma incerteza máxima de medição de potência de 0,46% ( $\pm 0,059$  kW).

As medições de consumo de óleo diesel foram desempenhadas pela balança da marca AVL com especificação de incerteza de  $\pm 0,15\%$  da massa medida. Foram utilizados Termopares do tipo K com incerteza de medição de  $\pm 1$  °C para a medição da temperatura em diversos pontos do motor, como temperaturas de admissão antes e depois da injeção de etanol, exaustão, óleo, água do motor.

Nas aquisições do índice de fumaça, utilizou-se o equipamento especial, modelo AVL Smoke Meter (409D2), com faixa de medição de 0 a 9,0 UB e incerteza de medição de 2% para as faixas de 0,6 a 5,0 SZ-BOSCH, descrito no manual do aparelho. Todos ensaios foram realizados na tubulação de exaustão do motor e as medidas são lidas diretamente no aparelho.

Este trabalho fundamenta-se em ensaios experimentais e análises comparativas entre as medições realizadas. Todos os parâmetros mensurados no laboratório dinamométrico possuem as mesmas ordens de grandeza para todas imprecisões avaliadas durante os ensaios experimentais. Foram realizados no mínimo 4 ensaios em dias diferentes para cada condição testada e em cada ensaio foi coletado no mínimo 5 vezes o mesmo dado. Os resultados finais foram obtidos através da média aritmética e do desvio padrão dos valores coletados.

### 3.4 ANÁLISE DE VARIÂNCIA E TESTE DE FISHER

Em trabalhos experimentais é difícil comparar diversos tratamentos e determinar quais produzem um resultado superior ao outro. No caso deste trabalho, como é comparado o efeito no desempenho e emissões do motor quando injetado ETH em diversas concentrações, é difícil determinar se houve ou não um aumento/redução significativa entre cada amostra analisada. Devido à dificuldade encontrada, é necessário um método que forneça a diferença mínima significativa entre duas médias, ou seja, que realize um teste de comparações múltiplas. Borges e Ferreira (2003) citam que os principais procedimentos de comparações múltiplas são os testes de Tukey, Student Newman-Keuls, Fisher e Duncan.

Vieira e Hoffmann (1989) citam que a comparação de médias só pode ser feita após a análise de variância. Conforme Montgomery e Runger (2003), quando a análise de variância indicar que existe uma diferença entre as médias dos tratamentos, o método de comparações múltiplas irá isolar as diferenças específicas. Dessa maneira, irá indicar qual das curvas testadas obteve o melhor resultado para cada parâmetro e verificar se há diferença significativa entre seus resultados.

Nesse trabalho, a análise estatística foi realizada por meio da análise de variância e pela mínima diferença significativa pelo teste de Fisher com 95% de confiança. Adotou-se esse nível de confiança, por ser o mesmo utilizado em trabalhos similares de motores de combustão interna de Estrada (2015) e Volpato et al. (2009). Essa análise possibilita a melhor visualização de qual combustível ou combinação de combustíveis obteve o melhor resultado e se há diferenças significativas entre eles. A análise estatística foi realizada com o auxílio do *software* IBM SPSS.

### 3.5 CÁLCULOS

O consumo específico de combustível (CEC) em g/kWh, tanto para o OD, quanto o ETH, pode ser calculado pela equação 15, onde  $P$  é a potência em kW e  $\dot{m}$  a vazão mássica de combustível em g/s.

$$CEC = \frac{\dot{m}}{P} 3600 \quad (15)$$

Definido o CEC para ambos os combustíveis, pode-se determinar a eficiência térmica  $\eta_t$  do motor em operação no dinamômetro. Para o modo monocombustível se utiliza a equação (16), enquanto para o modo bicomcombustível a equação (17). Nessas equações é utilizado o poder calorífico inferior (*PCI*) dos combustíveis em kJ/kg. Conforme Brunetti (2012), para cálculos envolvendo MCI, deve-se utilizar o *PCI*, pois os produtos da combustão em MCI são expelidos em altas temperaturas, de forma que o vapor de água contido inicialmente na mistura não chega a condensar, restando assim o calor latente de vaporização.

$$\eta_{t_{OD}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{CEC_{OD} PCI_{OD}} \cdot 100 \quad (16)$$

$$\eta_{t_{OD-ETH}} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{CEC_{OD} PCI_{OD} + CEC_{ETH} PCI_{ETH}} \cdot 100 \quad (17)$$

O poder calorífico inferior (*PCI*) pode ser calculado partindo do poder calorífico superior (*PCS*), conforme a equação (18), descrita por Garcia (2013), onde *H* é o teor de hidrogênio do combustível em kg/kg e *u* é o teor de umidade do combustível em kg de água/kg de combustível seco. A diferença entre os poderes caloríficos é a entalpia de vaporização da água formada pela queima de hidrogênio contido no combustível e da água como umidade contida no mesmo.

$$PCI = PCS - 2440(9H + u) \quad (18)$$

Para definir a taxa de substituição de OD por ETH (%S) no modo bicomcombustível, utilizou-se a equação (19), citada em Lu et al. (2008), que define a substituição em termos de energia. Nota-se que quando %S for igual a zero, significa que a motor está operando no modo monocombustível, ou seja, somente com OD. É possível também calcular o percentual de substituição por massa ou volume, para esse cálculo é realizada a relação de substituição somente com a vazão mássica dos combustíveis. Nesse trabalho utilizou-se a substituição por energia, por ser a forma mais usual entre os trabalhos apresentados no capítulo 2.

$$\%S = \frac{\dot{m}_{ETH} \cdot PCI_{ETH}}{\dot{m}_{ETH} \cdot PCI_{ETH} + \dot{m}_{OD} \cdot PCI_{OD}} \cdot 100 \quad (19)$$

Outro parâmetro analisado nesse trabalho é a eficiência exergética ( $\eta_\psi$ ) do motor em operação. Jamuwa, Sharma e Soni (2016) a definem como mostrado na equação (20), onde  $\dot{\psi}_W$  é a taxa de trabalho de exergia, que pode ser definida como a potência de saída do motor.

$$\eta_\psi = \frac{\dot{\psi}_W}{\dot{\psi}_{IN}} \quad (20)$$

A taxa de exergia de entrada  $\dot{\psi}_{IN}$  representa somente a exergia química do combustível negligenciando a taxa de exergia do ar e da água. Como está definida na equação (21).

$$\dot{\psi}_{IN} = \dot{\psi}_{combustível} = \dot{m}_{OD} \varepsilon_{OD} + \dot{m}_{ETH} \varepsilon_{ETH} \quad (21)$$

onde  $\varepsilon_{OD}$  e  $\varepsilon_{ETH}$  são a exergia específica dos combustíveis, no caso, OD e ETH, definida na equação (22).

$$\varepsilon = PCI \cdot \varphi_{OD/ETH} \quad (22)$$

Define-se  $\varphi$  como fator de exergia química, equação (23), onde as variáveis  $h$ ,  $c$ ,  $o$  e  $s$  são as frações em massa de hidrogênio, carbono, oxigênio e enxofre, respectivamente, presentes nos combustíveis. Usualmente os valores de enxofre são definidos como zero.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \left( 1 - 2,0268 \frac{h}{c} \right) \quad (23)$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A caracterização dos combustíveis em estudo ocorreu previamente à execução dos testes experimentais. Nessa etapa do trabalho foi determinado a massa específica, viscosidade, poder calorífico superior e a análise elementar dos combustíveis.

Os resultados de desempenho e análise dos gases de combustão apresentados referem-se aos testes realizados em duas etapas. A primeira etapa se deu nos dias 10 à 16 de março de 2017 e a segunda etapa nos dias 19 à 24 de outubro de 2017 no Laboratório de Motores da empresa Agrale S.A.

Normalmente em ensaios de fabricantes de motores de combustão interna, os valores de potência e consumo são corrigidos para condições padrão previstas na norma ABNT NBR 1585, mas na literatura estudada não é feita menção sobre as correções. Portanto, optou-se por apresentar os resultados como foram obtidos nas condições especificadas no Apêndice A. Para cada tomada de dados, foram obtidas as condições ambientais de pressão atmosférica, temperatura de bulbo seco e bulbo úmido.

O motor foi ensaiado na operação monocombustível (somente OD) e no modo bicomcombustível, com vazões de ETH que variaram entre 0,11 a 0,66 g/s, sendo injetado na admissão de ar do motor. Os experimentos foram realizados com o motor à carga plena, nas rotações de 1800 a 3000 rpm e seguiram os procedimentos descritos na metodologia desse trabalho.

Para cada tempo de injeção de ETH foram realizados no mínimo quatro ensaios em dias distintos. Para cada amostra (rotação e vazão de ETH) foi realizada a coleta de dados no mínimo 5 vezes em cada ensaio, sendo assim cada ponto ilustrado nos gráficos, é a média de no mínimo 20 dados coletados (média dos quatro ensaios). As linhas de tendência ilustram o comportamento das curvas. Nos gráficos apresentados a seguir é acrescentado barra de erros com os desvios padrões para cada ponto ensaiado.

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS

A massa específica foi determinada no Laboratório de Engenharia Química da UCS, utilizando o picnômetro e balança analítica. Já a viscosidade das amostras foi determinada no Laboratório de Polímeros da UCS, utilizando o reômetro Anton Paar citado no capítulo anterior. Os ensaios de PCS e a análise elementar foram conduzidos pela CIENTEC, utilizando uma bomba colorimétrica e detecção por infravermelho.

Com a utilização do alcoômetro, citado no capítulo anterior, foi possível realizar a verificação do percentual de álcool em volume presente no ETH. As medições foram feitas com duas amostras de ETH, sendo o percentual médio de álcool em volume, de 95,5% (95,5 °GL), ou seja, há, em média, 4,5 % em volume de água presente no ETH em estudo.

A tabela 5 mostra os resultados médios obtidos de massa específica e de viscosidade realizados a temperatura de 25 °C. São também reportados na tabela 5 os valores de poder calorífico e da análise elementar do OD e do ETH. No anexo B pode ser visualizado os laudos da CIENTEC e no apêndice B são identificados os resultados das médias das massas específicas. O poder calorífico inferior (*PCI*) foi calculado com a equação 18, utilizando os dados do *PCS* e análise elementar fornecidos pela CIENTEC.

Tabela 5 - Caracterização dos Combustíveis

Características	Óleo Diesel	Etanol Hidratado
Massa específica (g/cm <sup>3</sup> )	0,843	0,806
Viscosidade cinemática (cP)	3,52	0,5
Poder Calorífico Superior ( <i>PCS</i> ) (J/g)	45385	26920
Poder Calorífico Inferior ( <i>PCI</i> ) (J/g)	42653	23924
% de carbono	86,08	48,63
% de hidrogênio	12,14	13,14
% de nitrogênio	0,04	0,03
% de oxigênio + halogênios + cinzas	1,4	38,2
% de enxofre	0,04	0

Fonte: Autor (2017)

A massa específica dos combustíveis analisados ficou dentro do esperado. Os resultados encontrados por Peralta e Barbosa (1998) foram 0,880 g/cm<sup>3</sup> para o óleo diesel e 0,790 g/cm<sup>3</sup> para o álcool etílico anidro. Pode-se dizer que houve pouca diferença entre os valores e, em particular, na massa específica, a diferença para o óleo diesel se deve ao fato de haver 8% de biodiesel atualmente na sua composição, o que não ocorria no ano do estudo dos autores acima citados.

Para o etanol, atribui-se a diferença por ser etanol anidro usado por Peralta e Barbosa (1998), enquanto aqui foi utilizado etanol hidratado (4,5% de água na composição). Além disso, o resultado ficou dentro da especificação da ANP, que a massa específica do etanol comercializado no Brasil deve ficar entre 0,8052 e 0,8112 g/ml.

Os valores de viscosidade encontrados diferem um pouco dos resultados de Jamuwa, Sharma e Soni (2016) que são, 3,35 cP para o diesel e 1,2 cP para o etanol em uma temperatura

de 20 °C e pressão de 1 atm. Essas diferenças podem ser justificadas pela diferença de temperatura e pressão do ensaio e pela composição química dos combustíveis.

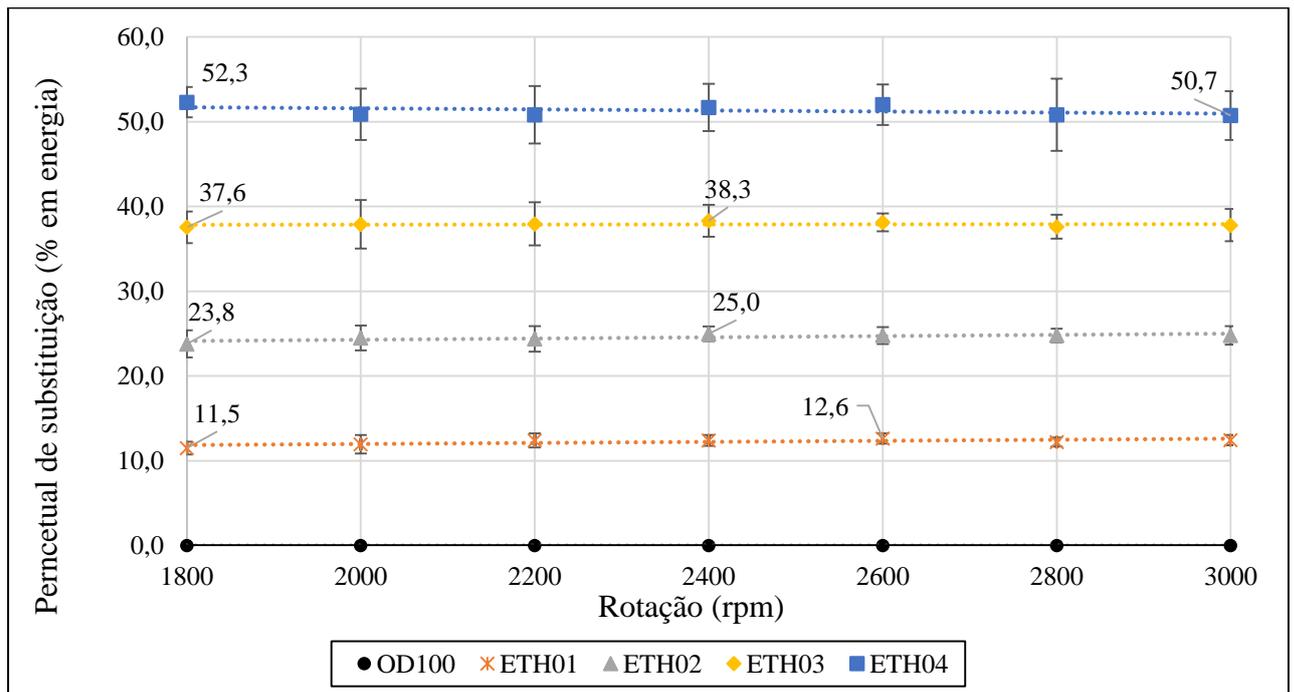
Os mesmos autores encontraram resultados similares de análise elementar ao desse trabalho. Para o diesel, 87% de carbono e 13% de hidrogênio. Para o etanol os percentuais de carbono e oxigênio diferem. Eles encontraram 52,1% de carbono, 34,8% de oxigênio. Enquanto, conforme tabela 5, encontraram-se 48,63% de carbono e 38,2% de oxigênio + halogênios + cinzas. Os valores de hidrogênio ficaram similares.

Por fim, os resultados do poder calorífico superior (*PCS*) ficaram dentro do esperado, com valores muito próximos dos citados no trabalho de Kumar et al. (2013), 44800 J/g para o diesel e 29700 J/g para o etanol, enquanto nesse trabalho encontrou-se os valores de 45385 e de 26920 J/g para o OD e ETH, respectivamente.

#### 4.2 DESEMPENHO

Cada vazão de ETH injetado e cada rotação representaram uma taxa de substituição diferente. A figura 12 ilustra o percentual de substituição de OD por ETH em energia, para cada vazão de ETH injetado. O percentual de substituição foi calculado através da equação 19 e cada percentual de substituição no gráfico é a média de no mínimo 20 pontos.

Figura 12 - Percentual de substituição de OD por ETH (% em energia)



Fonte: Autor (2017)

Nota-se que o percentual de substituição aumenta conforme aumentou o tempo de injeção e a vazão de ETH injetado, como é esperado. Na figura 12, observa-se que, para todos os percentuais de substituição de OD, a curva de substituição se manteve linear e constante. Isso ocorre devido ao consumo de OD ir aumentando com o aumento da rotação. O mesmo comportamento é visualizado para cada tempo de injeção de ETH, conforme ilustrado na figura 10, ou seja, a quantidade de OD e ETH se mantiveram praticamente com o mesmo percentual de substituição durante a alteração da rotação do motor.

A menor taxa de substituição foi de 11,5% e ocorreu com a amostra de ETH01 em 1800 rpm, já a maior em 1800 rpm para a amostra de ETH04, 52,3%. Portanto, os percentuais de substituição nos ensaios variaram entre 11,5% até 52,3% em energia. Na figura 12, estão evidenciados os pontos de máximo e mínimos para cada tempo de injeção de ETH.

Como obteve-se um comportamento linear e constante para cada tempo de injeção ensaiado, é possível realizar a média para cada tempo de injeção utilizado. A tabela 6 ilustra a média do percentual de substituição de OD por ETH para cada tempo de injeção. Observa-se uma média de substituição bem definida variando entre 12,2 e 51,3%.

Tabela 6 - Média do percentual de substituição

Nomenclatura	Tempo de injeção (ms)	Vazão ETH (g/s)	Média do %S (%)
OD100	0,00	0,0000	0,00
ETH01	2,00	0,1071 a 0,1818	12,2
ETH02	3,40	0,2075 a 0,3442	24,6
ETH03	4,78	0,3065 a 0,5036	37,9
ETH04	6,16	0,4054 a 0,6630	51,3

Fonte: Autor (2017)

É importante destacar que foi experimentado alcançar maiores taxas de substituição, com um tempo de injeção de 7,54 ms. Entretanto, a temperatura do óleo e da água aumentou rapidamente em um curto período de tempo. A temperatura da água alcançou 93 °C, praticamente próxima da ebulição, escapando água pela tampa do radiador em poucos minutos de operação, além da temperatura do óleo ter subido rapidamente. Acredita-se que tenha ocorrido o efeito de detonação no motor devido ao alto percentual de ETH injetado, ocasionando uma combustão instantânea da mistura ar/combustível antes da injeção do diesel, causado por algum ponto quente dentro do cilindro. Só é possível analisar esse fenômeno, avaliando o ciclo de combustão com um sensor de pressão dentro do cilindro do motor.

Os percentuais de substituição alcançados foram satisfatórios e dentro do esperado, quando comparados com a literatura apresentada no capítulo 2. Nota-se que faixas de substituições maiores que as alcançadas nesse trabalho, geralmente implicam em motores com sistemas de injeção mais modernos, equipados com *common rail* que permite maiores pressões de injeção ou até sistemas com uma pré-injeção de diesel, como é visto nos trabalhos de Sarjovaara; Alantie e Larmi (2013) e Yu e Zheng (2016).

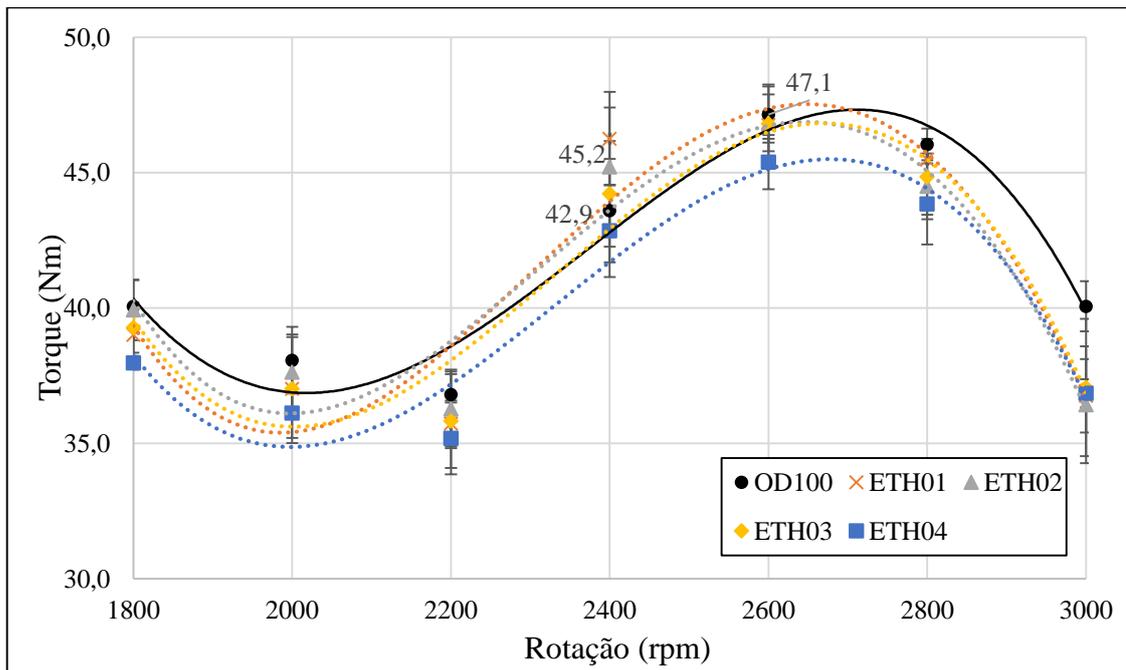
#### 4.2.1 Torque e Potência

Um parâmetro importante no desempenho de um motor é o torque produzido pelo mesmo. A figura 13 ilustra o gráfico do torque desenvolvido pelo motor na operação mono e bicomustível. De modo geral, nota-se que os torques desempenhados pelas amostras de ETH foram reduzidos quando comparadas com o de OD100. A redução de torque não foi grande, visto que os pontos e as curvas de tendência ficaram muito próximas umas das outras. Exceto para a amostra ETH04 que nas rotações mais altas, 2400 até 3000 rpm, mostrou-se um pouco inferior as outras, resultando em uma redução de até 8% com relação à operação com OD100.

Para todas as amostras, o torque máximo foi a 2600 rpm, sendo o maior torque desempenhado de 47,1 Nm a 2600 rpm para o OD100, seguido por 46,8 Nm para as amostras ETH01, ETH02 e ETH03, representando uma redução inferior a 1%. O menor torque encontrado para todas amostras foi a 2200 rpm, sendo que o maior foi de 36.8 Nm para o OD100 e o menor de 35,2 Nm para o ETH04, mostrando uma diferença de 4,4%.

Nota-se que o comportamento da curva de torque é atípico comparado com as curvas de torque geralmente encontradas: o torque máximo geralmente é em baixas rotações e o menor torque em altas rotações. Há uma série de fatores que podem influenciar no comportamento da curva, como alguma instabilidade na bomba injetora. Contudo é necessário mais estudo para definir exatamente a causa.

Figura 13 - Torque desenvolvido pelo motor



Fonte: Autor (2017)

Observa-se que os valores encontrados nos experimentos com ETH ficaram muito próximos ao da curva OD100, muitas vezes com os seus desvios padrões sobrepostos, representados pelas barras de erros. Com isso a análise do torque pode ser realizada pelo valor médio de torque ao longo das rotações, conforme mostra a tabela 7. A amostra OD100 desempenhou o maior torque médio de 41,7 Nm. À medida em que foi acrescentado ETH ao sistema, a média do torque foi diminuindo, atingindo a máxima diferença de 4,7% com a amostra ETH04, representando 51,3% de substituição, em relação ao OD100.

A partir do teste de Fisher, com 5% de significância, evidenciou-se que estatisticamente os resultados não se diferem. Todos os resultados ficaram dentro do mesmo grupo, representado pela letra A, sendo que os resultados situados no mesmo grupo não se diferem pelo teste de Fisher.

Os resultados das análises estatísticas para todos os parâmetros desse trabalho podem ser evidenciados no Apêndice C.

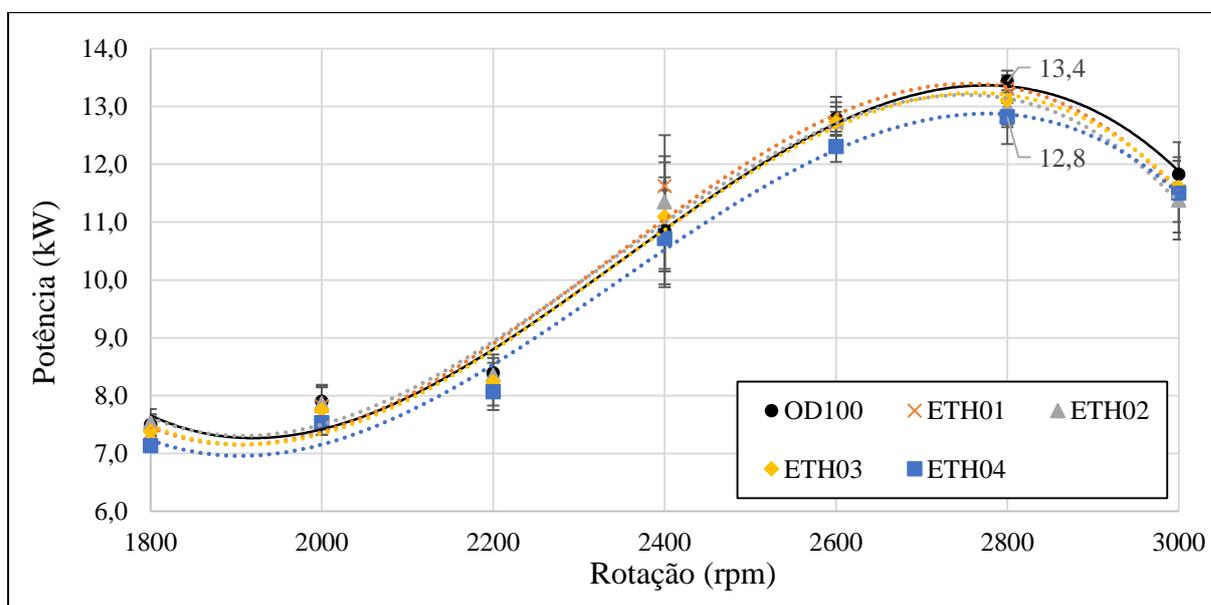
Tabela 7 – Torques médios gerados pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Torque médio (Nm)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	41,7	0,0	A
ETH01	12,2	41,0	-1,6	A
ETH02	24,6	41,0	-1,7	A
ETH03	37,9	40,7	-2,3	A
ETH04	51,3	39,8	-4,7	A

Fonte: Autor (2017)

A figura 14 mostra o comportamento da potência ao longo das rotações para as amostras estudadas. As curvas de potência, tanto no modo bicombustível, quanto no modo monocombustível, obtiveram a mesma tendência de comportamento e semelhantes, logicamente, às curvas de torque. A potência se mostrou crescente até atingir a potência máxima de operação em 2800 rpm e decresce a partir daí até à rotação de 3000 rpm.

Figura 14 – Potência desenvolvida pelo motor



Fonte: Autor (2017)

A maior potência a 2800 rpm foi de 13,4 kW para a amostra OD100 (somente diesel), enquanto a menor foi a do ETH04 de 12,8 kW, representando uma queda de aproximadamente 4,5%. Já a segunda menor potência ocorreu para a amostra ETH01, apresentando um valor de 13,3 kW, muito próximo daquele da testemunha (OD100). Para quase todas as rotações, a curva

de OD100 mostrou as maiores potências, exceto na rotação de 2400 rpm, em que a maior foi desempenhada pela amostra ETH01, com 11,6 kW comparado com os 10,9 kW do OD100.

Outro fator a se observar é que as maiores variações de medida de torque e, de consequência, de potência ocorreram nas rotações mais altas, 2400 a 3000 rpm, notada pelas barras de erros nos gráficos, mostrando uma maior instabilidade de operação em altas rotações.

Para realizar o teste de Fisher, foram utilizados os valores médios de potências das rotações de 1800 a 3000 rpm, apresentados na tabela 8. Nota-se que a maior média foi do OD100, 10,4 kW e, conforme se aumenta o percentual de substituição, decresce a média da potência gerada. As reduções de potências comparadas com a do OD100 foram pequenas: a máxima redução foi de 3,6% para o motor operando com 51,3% de substituição. Além disso, conforme o teste de Fisher, com 5% de significância, pode-se afirmar que a utilização de ETH junto com o diesel não demonstrou estatisticamente uma diferença significativa na potência, conforme tabela 25 do Apêndice C. Todas as comparações resultaram em somente um grupo, conforme mostrado na tabela 8.

Tabela 8 – Potências médias geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Potência média (kW)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,00	10,38	0,00	A
ETH01	12,2	10,35	-0,28	A
ETH02	24,6	10,32	-0,63	A
ETH03	37,9	10,27	-1,08	A
ETH04	51,3	10,01	-3,61	A

Fonte: Autor (2017)

É difícil comparar os resultados da curva de potência e torque encontrados nesse trabalho com a literatura citada no capítulo 2. Na maioria dos trabalhos citados não houve a variação da rotação do motor estudado e sim a carga nele aplicada. Um dos poucos trabalhos que demonstrou a variação da rotação do motor foi o de Janousek (2010), que analisou o efeito da fumigação de etanol e etanol superhidratado na curva de potência. O mesmo relata que não houve mudanças significativas.

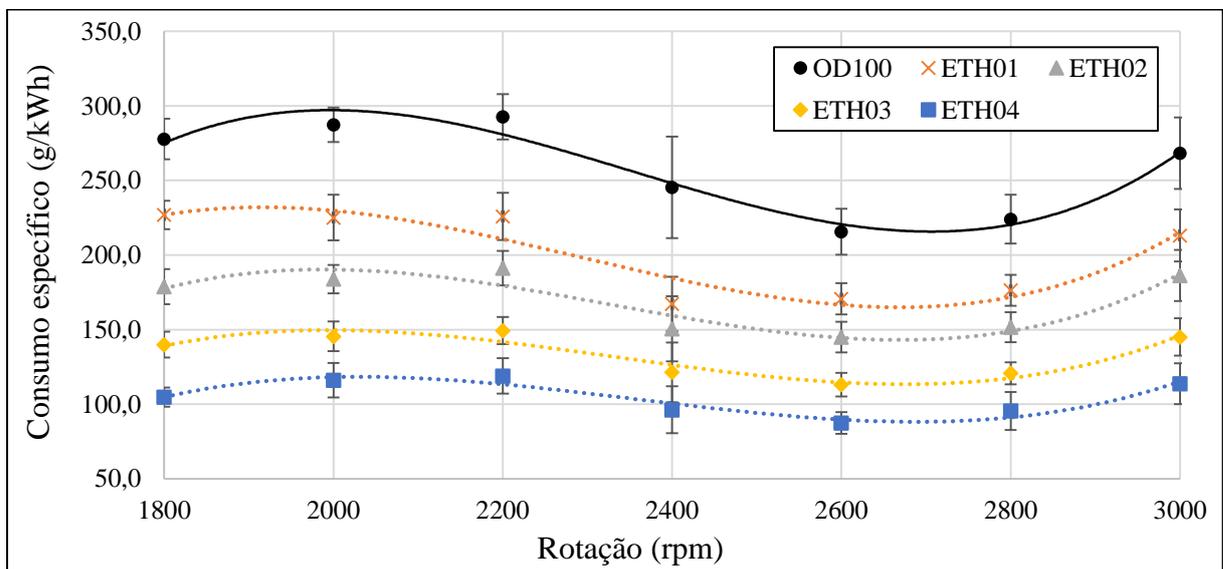
Morsy (2015) também variou a rotação do motor e fixou a carga em 85% da carga máxima, diferentemente desse trabalho, que realizou os ensaios a carga plena. Ainda assim no trabalho de Morsy (2015) não são relatadas as curvas de torque e/ou de potência.

#### 4.2.2 Consumo específico de OD e ETH

Conforme citado no capítulo 3, a vazão consumida de OD foi mensurada com a balança da marca AVL, enquanto a vazão de ETH foi determinada pelo tempo de abertura do bico injetor e calibrado previamente. O cálculo do consumo específico de combustível (CEC) de ambos os combustíveis seguiu equação (11). As figuras 15 e 16 representam o CEC (g/kWh) de OD e de ETH.

Na figura 15, nota-se que, conforme injeta-se ETH na admissão de ar do motor, o consumo específico de OD diminui, que é esperado, devido à substituição de ETH por OD. Enquanto, na figura 16, conseqüentemente a consumo específico de ETH aumenta conforme aumenta a taxa de substituição de OD. Os maiores valores de CEC aparecem nas rotações mais baixas, que ocorrem devido à carga plena aplicada ao motor nessas rotações ser maior que nas rotações mais altas. Na figura 15, mesmo ocorrendo a substituição, as amostras com ETH, mantiveram o mesmo comportamento que na curva do OD100.

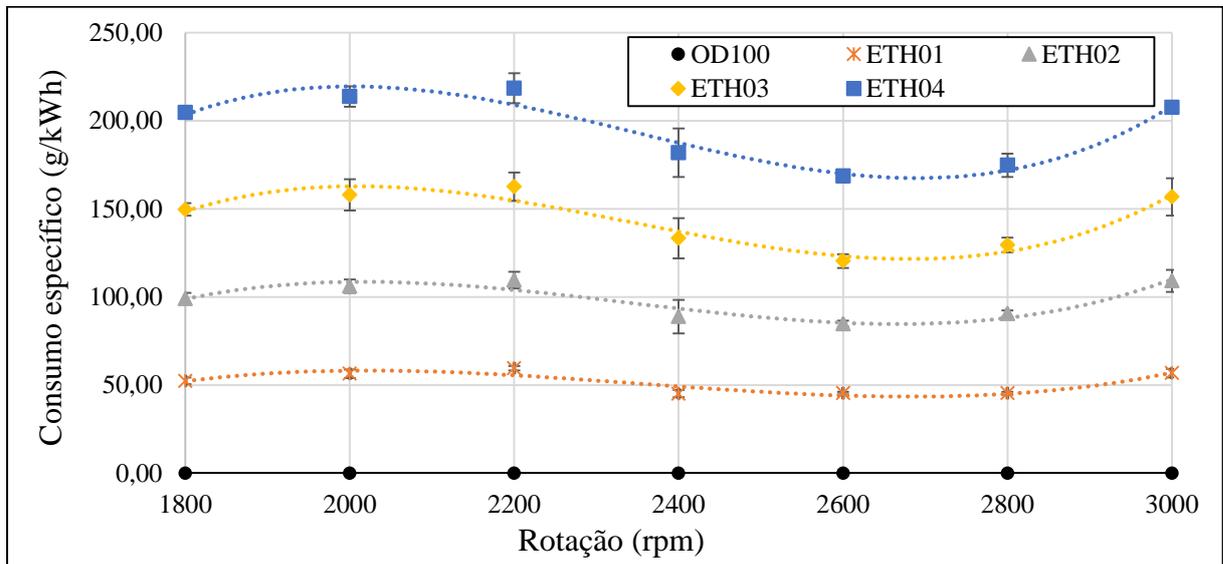
Figura 15 - Consumo específico de OD (g/kWh)



Fonte: Autor (2017)

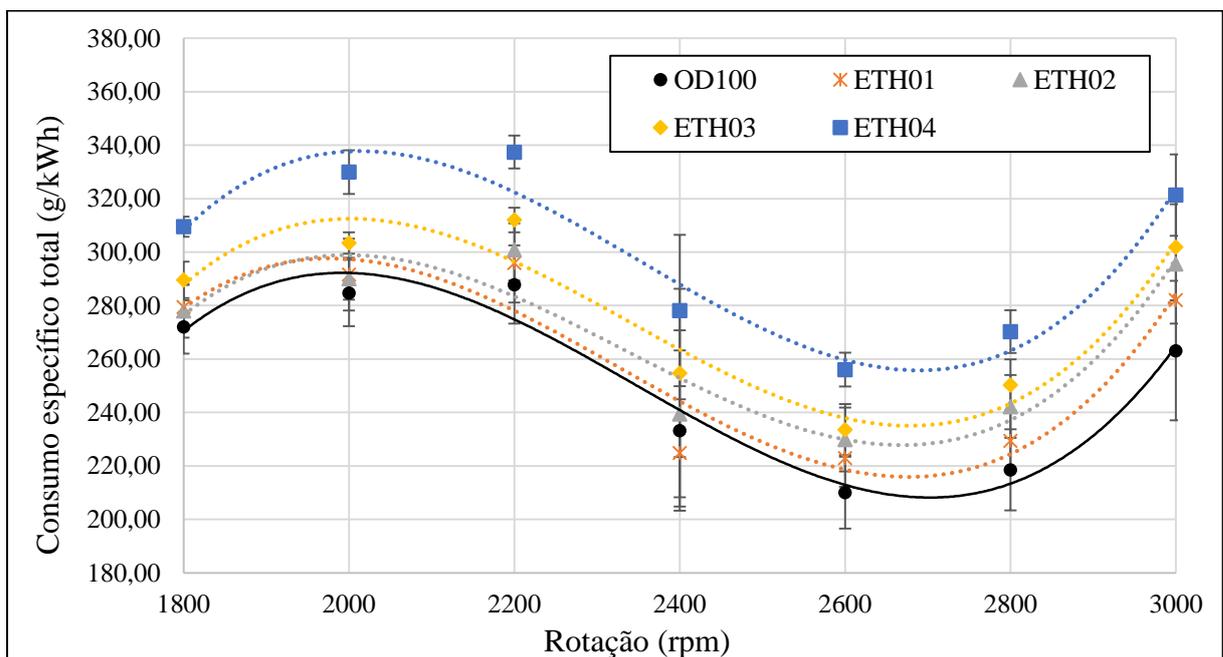
Nota-se também, que o crescimento do consumo específico de ETH, na figura 16, não acompanha na mesma proporção de redução do OD. A quantidade de ETH consumida é maior que a de OD reduzida, resultando em um maior consumo específico total quando se acrescenta ETH. A figura 17 ilustra o consumo específico total, que é calculado pela soma do CEC do OD e do ETH.

Figura 16 - Consumo específico ETH (g/kWh)



Fonte: Autor (2017)

Figura 17 - Consumo específico total (g/kWh)



Fonte: Autor (2017)

Observa-se na figura 17 que os comportamentos das curvas do CEC total se mantiveram similares aos das figuras 15 e 16, sendo que o menor CEC total está em 2600 rpm e o maior a 2200 rpm. Em geral o menor consumo foi o do OD100 e, quando se acrescentou ETH, o consumo aumentou. Com aproximadamente 51% de substituição foram gerados os maiores

consumos específicos totais, com valor máximo de 337,4 g/kWh, 17,2% maior que o do OD100 que é de 287,5 g/kWh. Contudo, o maior aumento do CEC total do motor operando no modo mono e bicomustível foi de 23,6% em 2800 rpm, com 218,6 e 270,2 g/kWh para o OD100 e ETH04, respectivamente.

Nota-se que os desvios padrões ficaram um pouco elevados principalmente a 2400 rpm, demonstrando novamente uma instabilidade de operação do motor nessa rotação.

A tabela 9 mostra os valores médios de consumo específico ao longo das rotações. O OD100 foi o que obteve a menor média de CEC total com 252,8 g/kWh. As médias foram aumentando na proporção que se aumentou o percentual de substituição, alcançando a máxima média de 300,4 g/kWh com uma diferença de 18,8% comparado com o do OD100.

No Apêndice C, o teste de ANOVA para o consumo específico total mostra um valor P superior ao nível de significância (0,05), demonstrando que não há diferenças entre as amostras ensaiadas. Entretanto, pelo teste de Fisher, com 95% de confiança, afirma-se que estatisticamente as amostras OD100, ETH01, ETH02 e ETH03 não tiveram diferenças significativas. O mesmo ocorre para as amostras ETH02, ETH03 e ETH04, pois grupos com a mesma letra não se diferem. Contudo, a amostra ETH04 demonstrou estatisticamente um aumento significativo de CEC total comparado com as amostras OD100 e ETH01.

Tabela 9 - Consumo específico total médio para os modos de operação e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	CEC total médio (g/kWh)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	252,8	0,0	A
ETH01	12,2	260,9	3,2	A
ETH02	24,6	268,0	6,0	AB
ETH03	37,9	277,9	9,9	AB
ETH04	51,3	300,4	18,8	B

Fonte: Autor (2017)

O aumento no consumo específico total de combustível pode ser atribuído principalmente ao menor poder calorífico do ETH comparado ao OD. Conforme ilustrado na tabela 5, PCS de 45385 J/g para o OD e 26920 J/g para o ETH, uma diferença de 40,7%. Com essa diferença é necessária maior quantidade de ETH para entregar a mesma quantidade de energia, resultando em consumos mais elevados. Morsy (2015) afirma que mais combustível é necessário para sustentar a combustão e entregar a mesma potência.

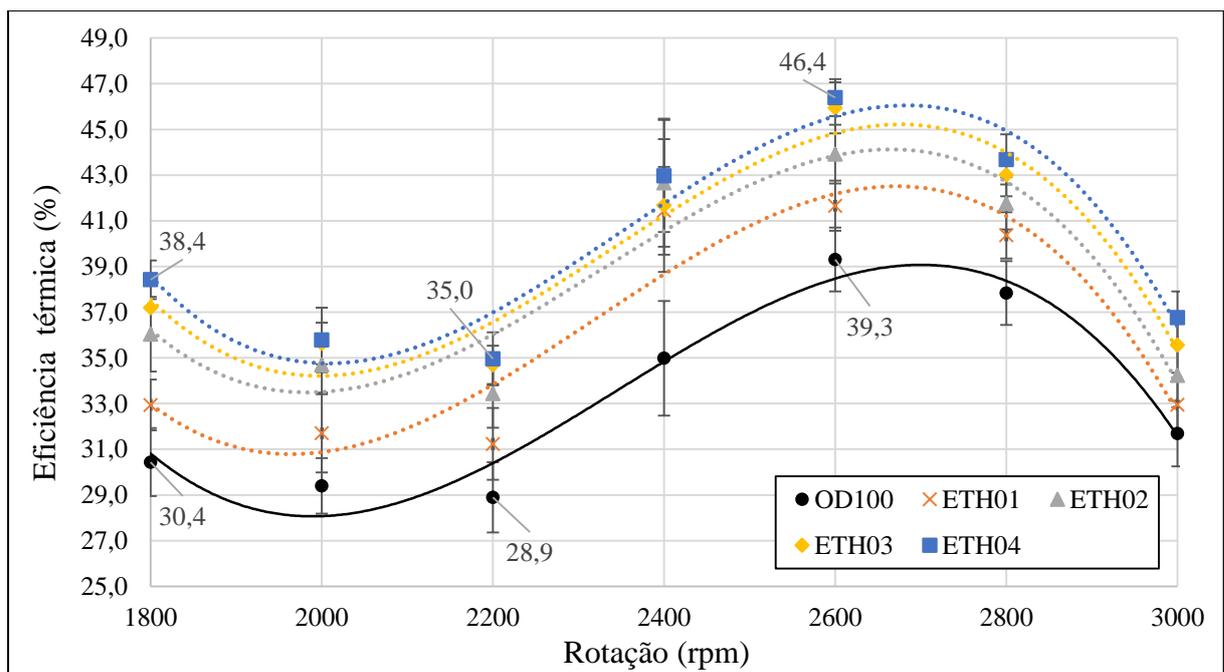
Outros autores também encontraram essa mesma tendência, como: Ajav, Singh e Bhattacharya (1998), Mariasiu et al. (2015) e Tsang et al. (2010).

Com o uso do etanol, que possui menor poder calorífico, o consumo em massa é maior. Então, para obter um mesmo desempenho, o volume de etanol necessário para um dado deslocamento também é sempre maior (PAUFERRO, 2012).

#### 4.2.3 Eficiência térmica e exergetica

A eficiência térmica analisou a energia contida no combustível que foi convertida em trabalho. A eficiência térmica no modo monocombustível foi obtida pela equação (16) e para o modo bicomcombustível pela equação (17). A figura 18 mostra os resultados encontrados.

Figura 18 - Eficiência térmica do motor na operação mono e bicomcombustível



Fonte: Autor (2017)

Observa-se na figura 18 que a eficiência térmica aumentou quando adicionado ETH. O maior aumento da eficiência térmica ocorreu na rotação de 1800 rpm, para a amostra ETH04, aumento de 26,2% com aproximadamente 51% de taxa de substituição, representando 38,4% de eficiência térmica e 30,4% para o OD100. Já a maior eficiência térmica constatada foi de 46,4% a 2600 rpm com a amostra ETH04, enquanto que com OD100, o motor desempenhou 39,3% de eficiência térmica. A menor eficiência foi de 28,9% a 2200 rpm com o OD100. Dessa

forma, pode-se dizer que os valores mais altos de eficiência térmica foram encontrados com taxas de substituição de aproximadamente 51%.

Nota-se que os comportamentos das curvas de eficiência térmica foram similares, independentemente da taxa de substituição aplicada. Observa-se também que as maiores eficiências térmicas são encontradas nos mesmos pontos de menor CEC total (2600 rpm) e as menores eficiências na mesma rotação do maior CEC total (2200 rpm). Esse comportamento é o esperado já que um menor consumo específico de combustível representa uma melhor conversão do combustível em potência, conseqüentemente uma maior eficiência.

Os desvios padrões para a eficiência térmica em geral ilustram novamente uma maior instabilidade em 2400 rpm. Além disso, os desvios padrões são dessa magnitude principalmente pelo fato dos testes serem realizados em dias diferentes, com condições ambientais distintas, gerando desvios padrões maiores quando comparados com os desvios de somente um ensaio.

Com a análise das médias das eficiências térmicas ao longo das rotações estudadas, mostradas na tabela 10, pode-se dizer que amostra ETH04 foi a que obteve a melhor média de eficiência térmica, sendo praticamente 20% superior ao OD100. A análise de variância para a eficiência térmica indica que não há diferença entre os grupos testados, porém o teste de Fisher, com 95% de confiança, resultou em dois grupos distintos, A e B. A amostra ETH01 obteve eficiência térmica 8,5% superior ao OD100, mas pelo teste não se difere estatisticamente do OD100. Todas as amostras com ETH pertencem ao grupo B, indicando que não houve diferença significativa entre elas. Contudo, afirma-se, com 5% de probabilidade de erro, que as amostras ETH02, ETH03 e ETH04 resultaram estatisticamente em um aumento significativo na eficiência térmica, ou seja, com a injeção de ETH com percentuais de substituição em média de 24,6 a 51,3% obteve um aumento na eficiência térmica.

Tabela 10 - Eficiências térmicas médias geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Combustível	%S de substituição	Eficiência térmica média (%)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	33,2	0,00	A
ETH01	12,2	36,0	8,49	AB
ETH02	24,6	38,1	14,71	B
ETH03	37,9	39,1	17,70	B
ETH04	51,3	39,9	19,96	B

Fonte: Autor (2017)

Conforme a literatura estudada e citada no capítulo 2, a eficiência térmica depende do percentual de substituição por etanol e da carga aplicada ao motor, sejam elas baixas ou altas. Autores como Zhang et al. (2010) e Imran et al. (2013) encontraram aumento da eficiência em altas cargas e redução em baixas cargas. Os ensaios realizados nesse trabalho são a carga plena, ou seja, altas cargas, resultando em aumentos significativos na eficiência, ficando coerentes com os resultados encontrados na literatura.

O aumento da eficiência térmica, quando injetado ETH na admissão de ar do motor, é atribuído ao baixo número de cetano (5 – 8) do ETH comparado ao OD (40 – 55) como ilustrado na tabela 1. Com menor número de cetano o ETH possui maior tempo de retardo de ignição da mistura combustível no cilindro. Entretanto, quando a mistura ar-ETH entra em combustão, a energia é liberada em um curto período de tempo, reduzindo o tempo de transferência de calor entre os gases e as paredes da câmara de combustão, resultando em uma redução da perda de calor do motor e, conseqüentemente, o aumento da eficiência térmica. Além disso, o ETH possui mais oxigênio em sua composição química o que melhora a combustão e a conversão de combustível.

Os resultados de eficiência térmica encontrados nesse trabalho convergem com a literatura estudada. De Oliveira et al. (2016) encontraram em seu trabalho uma redução de 6,6% da eficiência térmica para uma carga de 10 kW, enquanto para uma carga de 37,5 kW um aumento de 13,0%. Os autores citam que em altas cargas, a grande quantidade de combustível queimado aumenta a temperatura dos gases no cilindro. Esse efeito, juntamente com a queima mais rápida do etanol, aumenta o combustível queimado, resultando em melhores eficiências térmicas quando comparadas com o diesel.

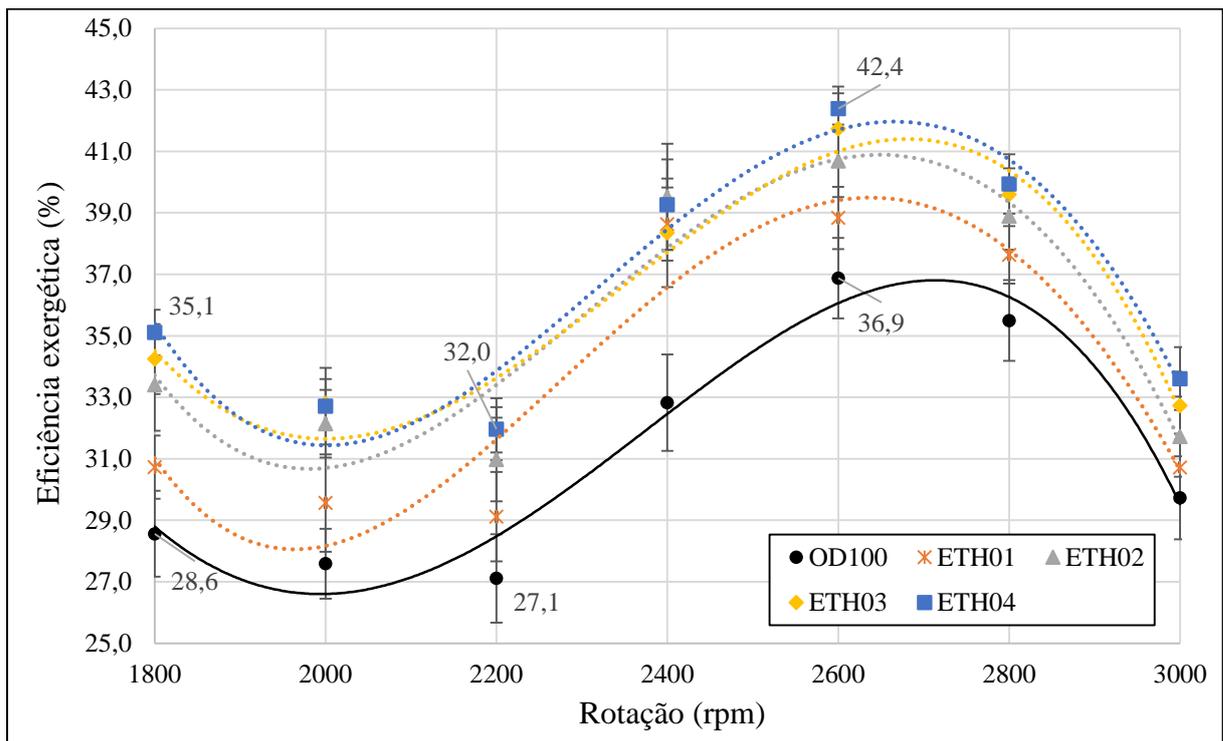
Hansdah e Murugan (2014), para quatro vazões de bioetanol, encontraram um aumento na eficiência térmica de 2 a 7% comparadas com o diesel a carga plena. Eles citam também que é difícil prever a eficiência térmica de um motor pela fumigação, pois depende da velocidade de propagação da chama, da temperatura e da estequiometria da mistura ar-combustível.

Jamuwa, Sharma e Soni (2016), em baixas cargas, abaixo de 2,5 kW, encontraram uma redução máxima de 11,2% na eficiência térmica, enquanto para acima de 2,5 kW foi encontrado um aumento máximo de 6%.

Para Morsy (2015), as eficiências térmicas tendem a aumentar conforme sobe a rotação do motor. Em seu trabalho foi constatado um pequeno aumento na eficiência térmica, uma melhora máxima em torno de 2,7 e 2,8% para uma rotação de 600 rpm. Para a rotação mais alta do experimento, que foi a 1600 rpm, houve uma melhora de 1,1% e 1,9%, aproximadamente.

A figura 19 ilustra o gráfico dos resultados obtidos de eficiência exergética, sendo os valores calculados pela equação (20). Ela avalia a parcela de exergia que foi convertida em trabalho. O gráfico de eficiência exergética segue o mesmo comportamento que o gráfico da eficiência térmica, em que todos os pontos mostraram valores mais altos de eficiência exergética, quando injetado ETH na linha de admissão de ar do motor.

Figura 19 - Eficiência exergética do motor na operação mono e bicomustível



Fonte: Autor (2017)

O maior aumento da eficiência exergética ocorreu na rotação de 1800 rpm, para a amostra ETH04, com um aumento de 22,9% comparado à curva do OD100, com aproximadamente 51% de taxa de substituição, representando 35,1% de eficiência exergética. A maior eficiência foi de 42,4% a 2600 rpm com a amostra ETH04. As maiores eficiências exergéticas estão nas mesmas rotações e vazões de ETH que as de eficiência térmica. O mesmo ocorre com as menores eficiências exergéticas que foram encontradas a 2200 rpm.

Uma diferença das curvas de eficiência exergética e da térmica é que na eficiência térmica todos os maiores valores foram da amostra ETH04, já para a exergética nas rotações de 2000 e 2400 rpm as amostras ETH03 e ETH04 obtiveram os maiores valores. Outra diferença é que os valores das eficiências exergéticas são inferiores aos da térmica devido à exergia do combustível ser maior que a sua energia.

A tabela 11 apresenta as médias das eficiências exergeticas para cada percentual de substituição. A eficiência exergetica aumenta conforme se aumenta o percentual de substituição, o mesmo ocorrendo com a eficiência térmica. A amostra ETH04 obteve a melhor média de eficiência exergetica com 36,4%, representando um aumento de 16,9% comparado à operação OD100.

Pela análise de variância do Apêndice C não há diferença entre as amostras testadas. Contudo, pelo teste de Fisher, com 95% de confiança, os únicos resultados que diferem estatisticamente da testemunha OD100 são as amostras ETH03 e ETH04, pois estão em grupos diferentes. Já as amostras ETH01 e ETH02 não se diferem do OD100 e também não se diferem significativamente do ETH03 e ETH04.

Tabela 11 - Eficiências exergeticas médias geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Eficiência exergetica média (%)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	31,2	0,00	A
ETH01	12,2	33,6	7,81	AB
ETH02	24,6	35,3	13,36	AB
ETH03	37,9	35,9	15,22	B
ETH04	51,3	36,4	16,86	B

Fonte: Autor (2017)

Ambos os trabalhos, Jamuwa, Sharma e Soni (2016) e Morsy (2015) citam que os gráficos de eficiência exergetica são análogos ao da eficiência térmica. Segundo Morsy (2015), seus melhores aumentos foram de 2,4 e 2,3%, encontrados com fumigação de 25 e 50% de água no etanol na rotação de 600 rpm. O autor relata que as melhoras das eficiências encontradas em seu trabalho são insignificantes, pois esses percentuais podem estar dentro do erro de seus instrumentos.

#### 4.3 ANÁLISE DOS GASES

A seguir são apresentados os resultados das emissões gasosas obtidas nos experimentos.

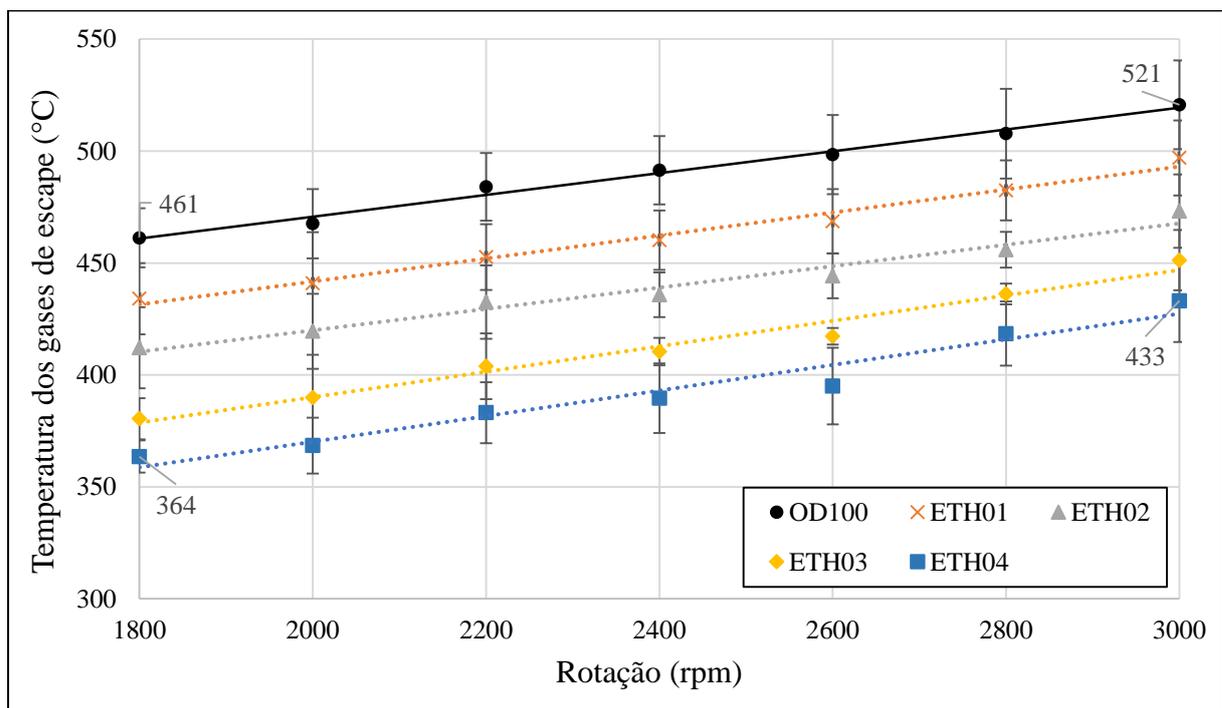
### 4.3.1 Temperatura dos gases de escape e do ar de admissão

A figura 20 mostra os resultados da temperatura dos gases de escape. É possível observar que, conforme o motor aumenta sua rotação, a temperatura dos gases de exaustão também se eleva. O mesmo efeito ocorreu no trabalho de Morsy (2015).

Na curva do motor operando somente com diesel, OD100, as temperaturas variaram de 461 a 521 °C. Nota-se, portanto, que com a injeção de ETH as temperaturas foram sendo reduzidas de acordo com o aumento da vazão de etanol injetado, ou seja, com o aumento da taxa de substituição.

A maior redução ocorreu na curva com a maior vazão de ETH injetado (média de 51% de substituição), variando as temperaturas de escape de 364 a 433 °C entre as rotações de 1800 a 3000 rpm. Em termos percentuais, as maiores reduções de temperatura foram obtidas para a curva de ETH04, que foram de aproximadamente 17 a 21% comparadas à curva de OD100.

Figura 20 - Temperatura dos gases de escape



Fonte: Autor (2017)

A redução na temperatura de escape pode ser explicada devido a injeção do etanol no coletor de admissão do motor. Quando o ETH líquido é fumigado, ele passa de uma pressão de 4,5 bar para uma pressão negativa no coletor de admissão, reduzindo sua temperatura pelo processo de expansão e, conseqüentemente, reduz a temperatura da mistura ar-ETH.

Para analisar esse efeito foram instrumentados dois termopares tipo K na admissão de ar do motor, um antes da injeção de etanol, que é chamado de  $T_1$  e outro após a injeção, chamado de  $T_2$ , para medir a temperatura da mistura ar-ETH. A tabela 12 ilustra os resultados e a diferença entre as temperaturas obtidas.

Nota-se na tabela 12 que, conforme aumenta-se a injeção de ETH diminui a temperatura da mistura ar-ETH que entra no cilindro. Os resultados indicam reduções nas temperaturas de entre 17,8 a 20,5 °C.

Tabela 12 - Temperaturas do ar de admissão antes e após a injeção de ETH

Amostra	$T_1$ (°C)	$T_2$ (°C)	Diferenças de temperaturas (°C)
ETH01	33,6	15,8	17,8
ETH02	33,8	14,9	18,9
ETH03	29,9	10,0	19,9
ETH04	31,6	11,1	20,5

Fonte: Autor (2017)

O maior calor latente de vaporização do ETH também auxilia na redução da temperatura dos gases de escape, 0,92 MJ/kg para o ETH e 0,23-0,60 MJ/kg para o OD, conforme tabela 1. Devido ao maior calor latente, o ETH rouba mais calor de dentro do cilindro e da combustão para evaporar, reduzindo as temperaturas dos gases de escape.

Outro fator que contribui para a redução na temperatura dos gases de escape é o menor número de cetano do ETH, que resulta em maior tempo de retardo da ignição, fazendo com que mais calor seja absorvido pela mistura ar-ETH, aumentando a vaporização do ETH. Isso também justifica a maior queda nas temperaturas dos gases de escape.

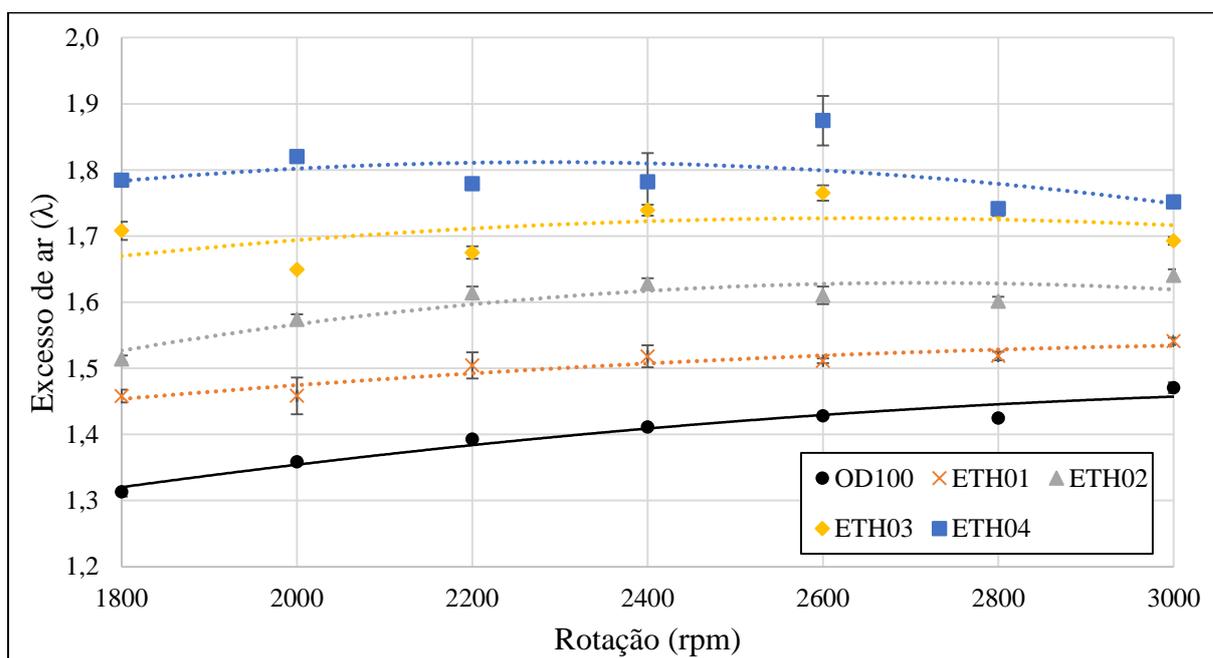
Os resultados das temperaturas dos gases de escape apresentados se assemelham aos de Sarjovaara e Larmi (2015), Hebbar e Bhat (2013) e Ferreira et al. (2013) que encontraram reduções nas temperaturas dos gases de escape com o motor operando com o método da fumigação de etanol. Sarjovaara e Larmi (2015) evidenciaram que, com o aumento da atomização de E85, reduziu a temperatura dos gases de exaustão de 15 a 30 °C. Os autores afirmam que a redução é maior em altas cargas e altas taxas de E85. Ferreira et al. (2013) observaram uma redução na temperatura do ar de entrada de 10 a 17 °C, seguindo a mesma tendência, as temperaturas dos gases de escape com um decréscimo de 15 a 30 °C.

### 4.3.2 Coeficiente de excesso de ar

O coeficiente de excesso de ar ( $\lambda$ ) é um parâmetro importante a ser observado, pois indica a quantidade de ar acima ou abaixo da quantidade de ar estequiométrica. O excesso de ar foi mensurado pelo analisador de gases da marca AVL conforme descrito na metodologia desse trabalho.

A figura 21 ilustra o comportamento do excesso de ar ao longo das rotações e as amostras de ETH estudadas. É possível observar que, conforme se injetou ETH, o excesso de ar aumentou. Com o motor operando somente com OD100 o coeficiente variou de 1,313 a 1,471, enquanto operando no modo bicomcombustível obteve um acréscimo no  $\lambda$ , alcançando os maiores valores entre 1,741 a 1,875 para amostra ETH04. O maior aumento observado foi de aproximadamente 36% em 1800 rpm, onde o excesso de ar para a amostra OD100 é de 1,313 enquanto a do ETH04 é de 1,784.

Figura 21 - Excesso de ar ( $\lambda$ )



Fonte: Autor (2017)

Esse efeito do aumento do excesso de ar, quando injetado ETH na admissão de ar do motor, pode ser explicado devido à maior presença de oxigênio na composição química do ETH. Por consequência, quanto mais ETH é injetado na admissão, mais oxigênio entra dentro do cilindro do motor, aumentando o coeficiente de excesso de ar medido na descarga do motor.

No entanto, o aumento do lambda ou excesso de ar nessa situação não é sinônimo de uma mistura mais pobre. Foi realizada uma estimativa da relação ar-combustível (AC) em base mássica para avaliar o comportamento da relação AC quando injetado ETH. A estimativa pode ser visualizada no Apêndice D e foi realizada utilizando o software Acomb, que foi utilizado somente para encontrar a vazão de ar.

Como resultado, a estimativa indica uma redução em torno de 9 a 16% na relação ar-combustível no modo bicomcombustível, mostrando um enriquecimento na mistura quando injetado ETH ao sistema. Essa redução na relação AC, mesmo com o aumento do excesso de ar, pode ser atribuída ao menor poder calorífico do ETH comparado ao do OD, necessitando maior quantidade de etanol para gerar a mesma potência.

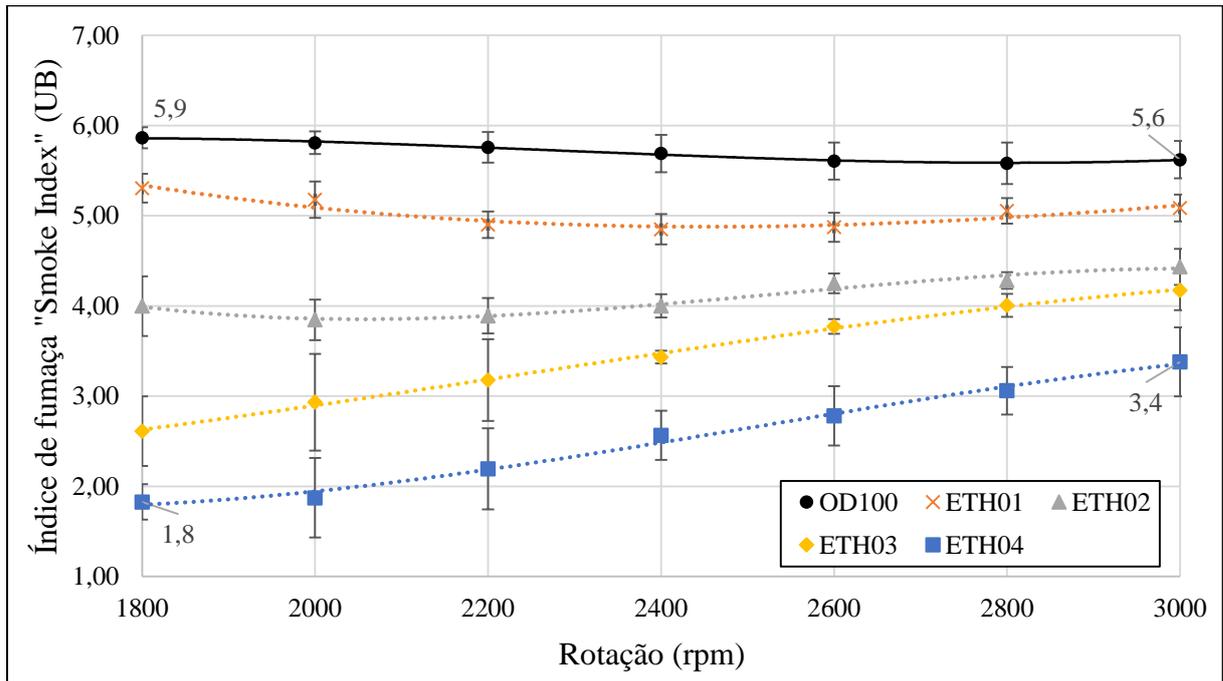
Os resultados do excesso de ar são análogos ao da literatura. Sarjovaara e Larmi (2015) encontraram um aumento no lambda de 1,8 para 1,9 com o motor operando com 34% de substituição de diesel a alta carga e em 1500 rpm. Tutak et al. (2015) em seu trabalho, com o motor operando a carga plena somente com diesel, obtiveram um lambda de 1,69 e com a fumigação de E85 aumentou até 1,91. Os autores também destacam a redução na relação ar-combustível da mistura.

#### **4.3.3 Índice de fumaça – “*Smoke Index*”**

As medições do índice de fumaça foram realizadas pelo equipamento Smoke Meter da marca AVL, conforme descrito no capítulo 3. O índice de fumaça define a escuridão da fumaça devido ao seu teor de carbono incombusto. A figura 22 mostra os resultados obtidos.

Observa-se na figura 22 que, aumentando a vazão de ETH na admissão de ar do motor, o índice de fumaça diminuiu em comparação à operação com OD100. Para as curvas do ETH02, ETH03 e ETH04, o índice de fumaça aumentou quando se elevou a rotação. Mas, para as curvas de OD100 e ETH02, não houve grandes alterações.

Figura 22 - Índice de fumaça - "Smoke Index"



Fonte: Autor (2017)

O índice de fumaça para a curva no modo monocombustível, OD100, ficou entre 5,6 e 5,9 UB. Quando o motor operou no modo bicomcombustível pela fumigação de ETH, os índices de fumaça diminuíram, conforme houve aumento das taxas de substituição. Conseqüentemente os resultados mais baixos foram obtidos na curva do ETH04, com valores entre 1,8 e 3,4 UB, alcançando uma redução de aproximadamente 69% para 1800 rpm e 40% para 3000 rpm. Pode-se dizer que ocorreu uma possível redução de materiais particulados nos gases de combustão com o uso de uma parcela de etanol no motor.

A tabela 13 ilustra a média do índice de fumaça para amostras nas rotações de 1800 a 3000, nota-se que aumentando o percentual de substituição de OD o índice de fumaça reduziu. A máxima redução média foi de 55,7% para um percentual médio de substituição de 51,3%. Pode-se afirmar que para todos os tempos de injeção, ou todas amostras, houve diferenças significativas no índice de fumaça dos gases de escape, segundo o teste de Fisher com 95% de confiança (Apêndice C). Todas amostras estão em diferentes grupos, conforme mostrado na tabela 13, sendo que resultados com letras diferentes na coluna do grupo se diferem pelo teste de Fisher.

Tabela 13 – Índices de fumaça médios gerados pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Índice de fumaça médio (UB)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	5,7	0,00	A
ETH01	12,2	5,0	-11,8	B
ETH02	24,6	4,1	-28,1	C
ETH03	37,9	3,4	-39,6	D
ETH04	51,3	2,5	-55,7	E

Fonte: Autor (2017)

Essa queda no índice de fumaça é atribuída ao fato do etanol conter oxigênio em sua composição, melhorando a combustão e reduzindo o índice de fumaça. Outra razão é que o ETH possui 48,6% de carbono em sua composição, já o OD possui 86,1%, conforme reportado na tabela 5. Dessa forma, quanto maior a injeção de ETH, menos OD é queimado, consequentemente menos carbono é queimado, ocorrendo a redução no índice de fumaça dos gases de escape.

Resultados semelhantes foram encontrados no trabalho de Chauhan et al. (2011). Segundo os autores, conforme aumenta a fumigação de etanol, diminui a opacidade dos gases. Em carga máxima e com até 14% de fumigação de etanol ocorreu uma queda brusca na opacidade, que após esse percentual diminuiu ligeiramente.

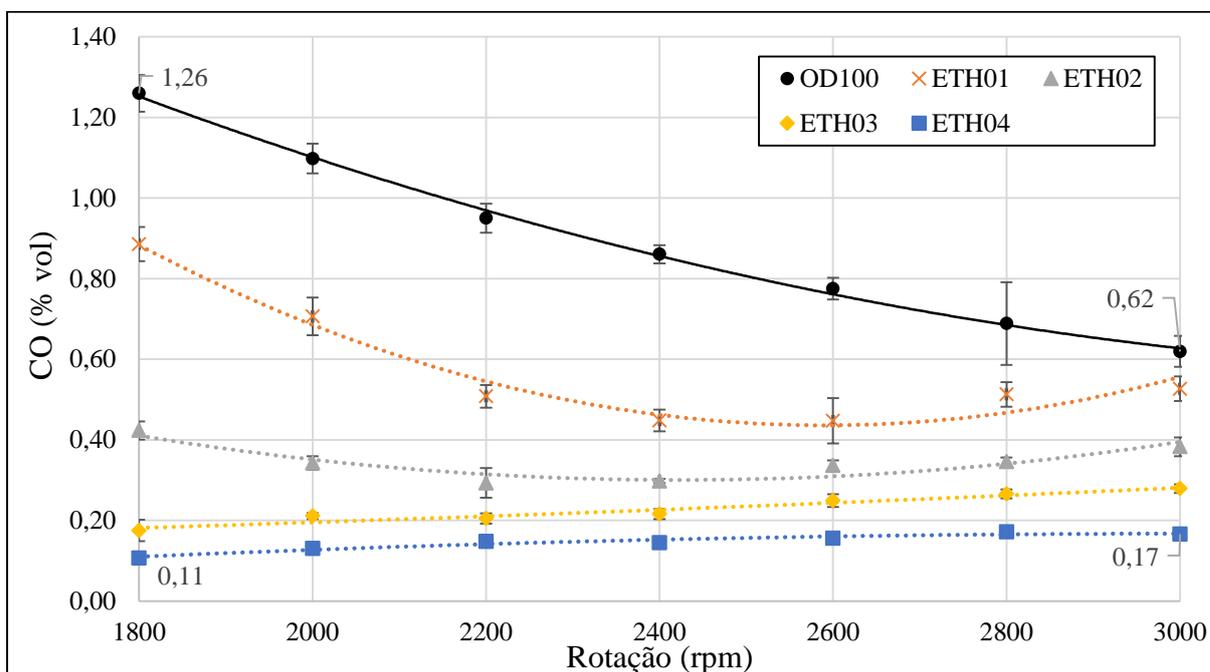
Comparando os resultados obtidos nesse trabalho com os de Jamuwa, Sharma e Soni (2016), afirma-se que tiveram o mesmo comportamento. Segundo os autores as maiores reduções de opacidade ocorreram em altas cargas, correspondendo a reduções de 18 a 37%. Os autores argumentam que a redução da opacidade com a adição de etanol ocorre por diversos motivos. O atraso do tempo de ignição faz com que mais óleo diesel seja queimado na fase de pré-aquecimento da mistura combustível, reduzindo a quantidade queimada na fase de difusão das gotículas de OD na mistura combustível pré-aquecida.

#### 4.3.4 Emissões de CO

As emissões de CO foram realizadas com o analisador de gases da marca AVL, conforme descrito na metodologia. A figura 23 mostra os resultados encontrados.

Na curva do motor, operando somente com diesel, nota-se uma queda nas emissões de CO à medida que sobe a rotação do motor. Quando adicionado o ETH, houve uma queda nas emissões de CO em volume em todas as curvas.

Figura 23 - Emissões de CO (% vol)



Fonte: Autor (2017)

Na operação do OD100 e ETH01, nota-se uma queda nas emissões de CO com o aumento da rotação do motor. Para a amostra OD100 em 1800 rpm resultou em 1,26% de emissões de CO enquanto em 3000 rpm 0,62% de emissões de CO. Esse efeito é reduzido quando aumenta-se a injeção de ETH, observa-se que para a amostra ETH02 não é possível visualizar essa queda e para as amostras ETH03 e ETH04 ocorre somente uma pequena variação das emissões de CO com o aumento da rotação.

A tabela 14 mostra as médias das emissões de CO para cada amostra. As médias das emissões de CO indicam novamente que com o aumento de ETH injetado há uma redução nas emissões de CO, alcançando uma máxima diferença de 83,62%. Pelo teste de Fisher, com 5% de probabilidade de erro, todas as amostras de ETH se diferenciaram estatisticamente da curva testemunha (OD100). Somente a amostra ETH03 não se diferenciou das amostras ETH02 e ETH04, como pode ser visualizado na coluna grupo. O ETH03 possui as mesmas letras do ETH02 e ETH03 (C e D), indicando que com a mesma letra não houve diferença pelo teste de Fisher. Em outras palavras os Valores P do teste de Fisher para as comparações entre o ETH03 e ETH02, ETH03 e ETH04 foram superiores ao nível de significância  $\alpha=0.05$ , indicando que não há diferença significativa entre as comparações, como pode ser visualizado no Apêndice C.

Tabela 14 - Emissões de CO médias geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Emissões de CO médias (% vol)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	0,89	0,00	A
ETH01	12,2	0,58	-35,45	B
ETH02	24,6	0,35	-61,26	C
ETH03	37,9	0,23	-74,39	CD
ETH04	51,3	0,15	-83,62	D

Fonte: Autor (2017)

Pela literatura citada na revisão bibliográfica, poucos trabalhos encontraram a redução de monóxido de carbono. Na grande maioria, houve acréscimo nas emissões desse gás. Entretanto, a redução das emissões de CO é atribuída a maior presença de oxigênio na câmara de combustão com o ETH e também que o aumento de HCs não queimados com o aumento da taxa de substituição de OD (vide figura 25), há a diminuição da disponibilidade de carbonos para formação de CO.

Chauhan et al. (2011) obtiveram uma redução de monóxido de carbono para baixas e altas cargas. Segundo eles, para operação do motor sem carga ocorreu um aumento de 30% de emissões de CO. Para cargas de 20 a 45% houve uma redução de 20% e para 70% e carga plena demonstrou redução em torno de 15%. Sari (2017) também encontrou uma redução nas emissões CO com o motor operando com etanol com elevadas concentrações de água, 10%, 20% e 30%.

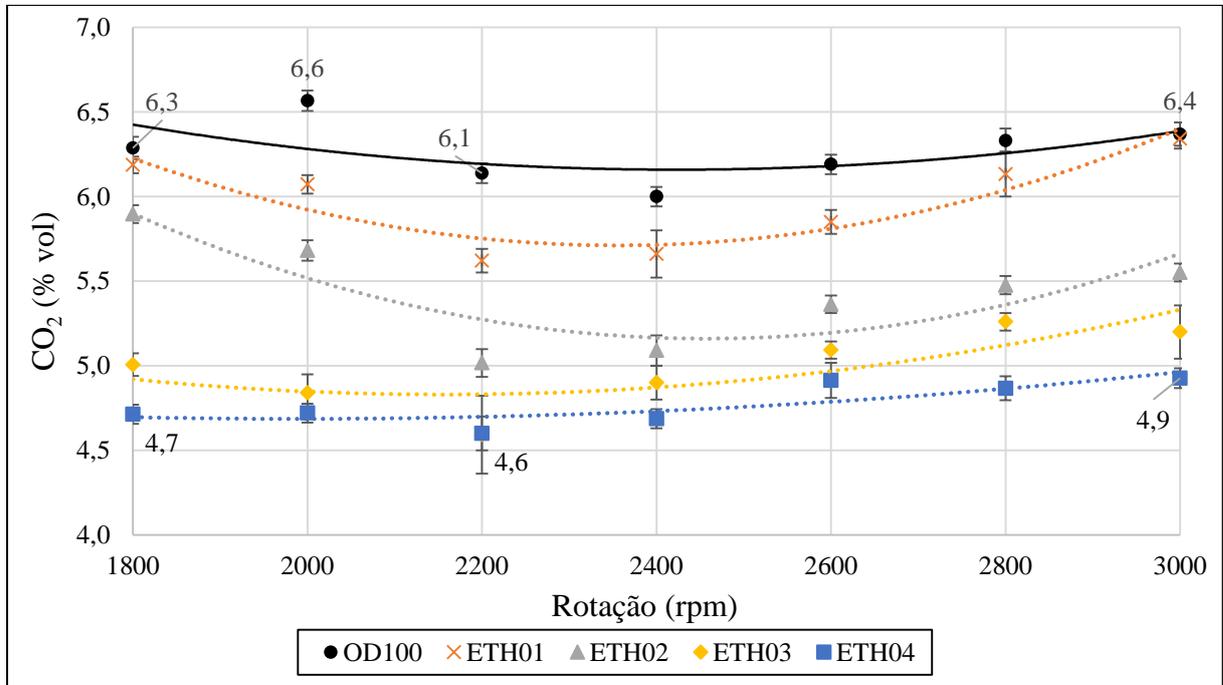
#### 4.3.5 Emissões de CO<sub>2</sub>

A figura 24 mostra os resultados encontrados nas emissões de dióxido de carbono. As medições foram realizadas com o analisador de gases da marca AVL, descrito na metodologia desse trabalho. Observa-se que, com o aumento da vazão de ETH, diminuíram as emissões de CO<sub>2</sub>. Esse resultado pode ser observado em todas curvas em que se operou o motor no modo bicomustível.

Ocorreu uma redução suave nas emissões com percentual de substituição em torno de 12,2% (amostra ETH01), mas nas amostras ETH02, ETH03 e ETH04 já pode ser notada uma brusca redução nas emissões de CO<sub>2</sub>. Na rotação de 2200 rpm, as curvas de ETH03 e ETH04 e obtiveram resultados muito próximos, 4,6% de CO<sub>2</sub> em volume e com desvios padrões mais

acentuados. Atribui-se que esses resultados sejam devido a possível instabilidade de operação do motor nessa rotação.

Figura 24 - Emissões de CO<sub>2</sub> (% em volume)



Fonte: Autor (2017)

As maiores diferenças de reduções comparadas com a curva de OD100 foram de aproximadamente 20 a 28% com a curva do ETH04, representando um percentual de substituição médio de 51%. A máxima redução foi em 2000 rpm, ou seja, com OD foi obtido 6,6% em volume de emissão de CO<sub>2</sub> e para a amostra ETH04 foi 4,7%. Já para o menor percentual de substituição (amostra ETH01), as reduções encontradas foram de aproximadamente de 0,45% em 3000 rpm e a máxima de 8% em 2200 rpm.

Acredita-se que a razão dessa redução nas emissões de CO<sub>2</sub> é devido ao maior calor latente do etanol que ocasiona a diminuição da temperatura do gás do cilindro, inibindo a oxidação do CO, o que leva a uma redução da emissão de CO<sub>2</sub>. O ETH possui menos carbono em sua composição química (48,63% para o ETH, comparado aos 86,08% para o OD, conforme reportado na tabela 5). Portanto, quanto mais ETH fumigado no motor, menos carbono se tem disponível na câmara de combustão, o que reduz a produção de CO<sub>2</sub>. Sabe-se também que a redução de CO<sub>2</sub> é possível com a utilização de combustíveis com maior relação H/C, que é o que ocorre quando se substitui parte do OD por ETH.

A tabela 15 ilustra as médias das emissões de CO<sub>2</sub> ao longo das rotações estudados. Nota-se que a média das emissões de CO<sub>2</sub> é reduzida quando introduzido ETH na admissão de ar do motor. A maior média é do OD100 com 6,3% de emissões de CO<sub>2</sub> em volume, a menor é para a amostra ETH04 com 4,8% de CO<sub>2</sub>, representando uma redução de 23,8%.

Com 95% de confiança do teste de Fisher, observa-se que todas as amostras de ETH se diferem significativamente da amostra OD100, operação monocombustível. Confirma-se então que houve uma redução significativa de emissões de CO<sub>2</sub> quando operando no modo bicomcombustível. As únicas amostras que não se diferenciaram foram ETH03 e ETH04 que permaneceram dentro do mesmo grupo, D. Pode-se dizer então que estatisticamente não houve diferença significativa entre as amostras ETH03 e ETH04 pelo teste de Fisher, mostrando que ambos percentuais de substituição (37,9 e 51,3) obtiveram resultados de emissões de CO<sub>2</sub> semelhantes.

Tabela 15 - Emissões de CO<sub>2</sub> médias geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Emissões de CO <sub>2</sub> médias (%)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	6,27	0,00	A
ETH01	12,2	5,98	-4,60	B
ETH02	24,6	5,44	-13,23	C
ETH03	37,9	4,98	-20,49	D
ETH04	51,3	4,78	-23,83	D

Fonte: Autor (2017)

Os resultados são coerentes com os obtidos por De Oliveira et al. (2017), que encontraram reduções nas emissões de CO<sub>2</sub>, quando aumentado a concentração de etanol, encontrando uma redução de 12,2% com uma taxa de 25% de substituição. Com taxa de substituição parecida com essa, constataram-se nesse trabalho reduções de aproximadamente 13,2%.

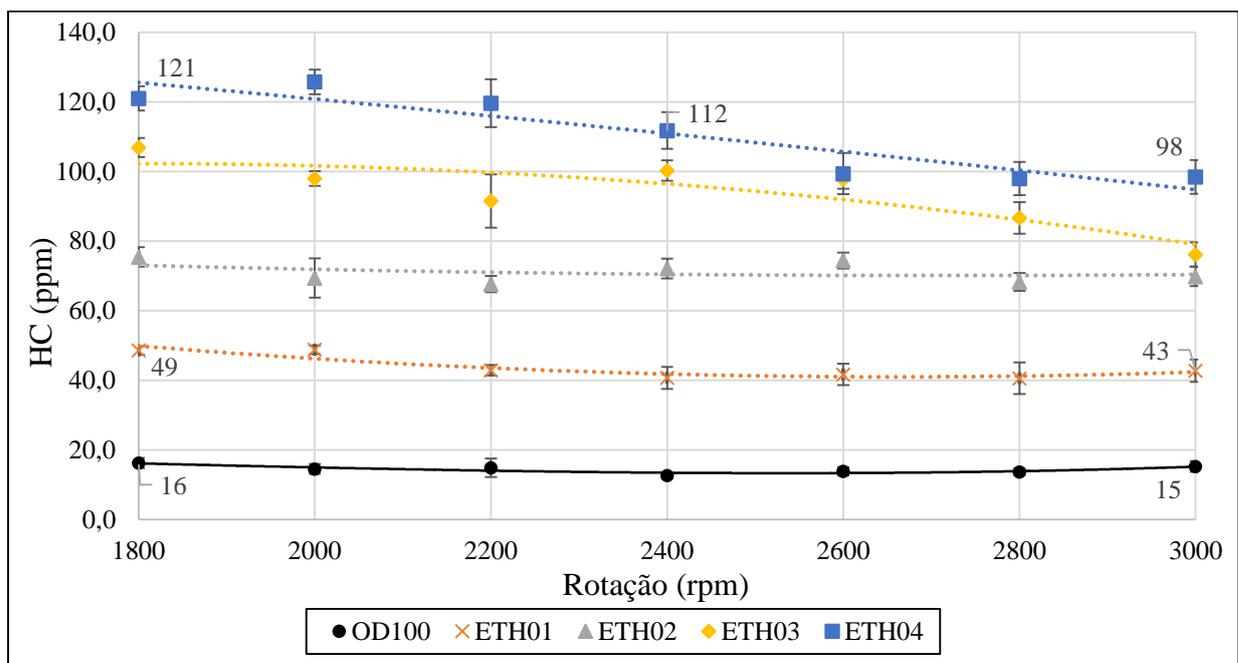
Chauhan et al. (2011) também encontrou uma redução de emissões de dióxido de carbono com o aumento da concentração de etanol. A plena carga, os autores relatam um decréscimo de 15% nas emissões. A menor concentração de CO<sub>2</sub> foi com 15% de taxa de substituição a plena carga. Imran et al. (2013) atribuem a redução de CO<sub>2</sub> ao maior calor latente de vaporização do etanol, que causa a redução da temperatura dentro do cilindro reduzindo a formação de dióxido de carbono.

#### 4.3.6 Emissões de hidrocarbonetos

Os resultados das emissões de hidrocarbonetos (HC) estão apresentados no gráfico da figura 25. Pode-se dizer que as emissões de HC reduziram com o aumento da rotação do motor. A curva de OD100 é a que apresentou os menores valores de emissões de HC, variando de 13 a 16 ppm em volume.

Com o aumento da concentração de ETH, ocorreu o aumento nas emissões de hidrocarbonetos. Consequentemente, os menores aumentos foram da curva ETH01, com concentrações de 43 a 49 ppm, enquanto as maiores foram da curva ETH04, alcançando altas concentrações, em torno de 98 a 121 ppm.

Figura 25 - Emissões de HC (ppm)



Fonte: Autor (2017)

O aumento da concentração de ETH, sendo injetado pelo método da fumigação, causou um efeito negativo nas emissões de hidrocarbonetos, gerando aumentos expressivos nas suas emissões que podem ser visualizados na tabela 16. A tabela 16 apresenta a média das emissões de HC por amostras e compara-as com a média do motor operando somente com OD. Nota-se que já com um baixo percentual de substituição (12%), houve um grande incremento de aproximadamente 200% nas emissões de hidrocarbonetos. A maior média de emissões é de 110,6 ppm com 51,3% de substituição resultando em uma diferença de quase 670% comparado

ao OD100. Com diferenças tão grandes, evidentemente que pela análise de Fisher, todas as amostras tiveram uma diferença significativa entre elas.

Tabela 16 - Emissões de HC médias geradas pelas amostras e suas diferenças com o OD100

Amostra	%S de substituição	Emissões de HC médias (ppm)	Diferença (%)	Grupo
OD100	0,0	14,4	0,00	A
ETH01	12,2	43,7	203,7	B
ETH02	24,6	71,0	393,4	C
ETH03	37,9	93,9	552,4	D
ETH04	51,3	110,6	668,5	E

Fonte: Autor (2017)

O grande aumento nas emissões de HC é justificado pelo etanol ter o efeito de resfriamento no processo de combustão, devido ao maior calor latente de vaporização. Como resultado, a baixa temperatura de combustão pode não ser capaz de fazer o etanol injetado entrar em ignição e não queimá-lo durante o curso de expansão, o que leva ao aumento da emissão de HC.

Os resultados encontrados coincidem com a literatura citada no capítulo 2. Jamuwa, Sharma e Soni (2016) encontraram um aumento nas emissões de HC com o aumento na concentração de etanol. Com o motor sem carga, as emissões chegaram a 160 ppm enquanto que em carga máxima, obtiveram em torno de 60 ppm. De Oliveira et al. (2017) também encontraram aumentos nas emissões de HC não combustos.

#### 4.4 SÍNTESE DOS RESULTADOS

A tabela 2, no capítulo 2, é um resumo dos resultados da literatura estudada, enquanto que a tabela 17 mostra a síntese dos resultados obtidos nesse trabalho. Os resultados foram analisados, não somente pelos dados obtidos, mas também pela análise estatística por meio do teste de Fisher, que possibilitou observar a ocorrência ou não de uma diferença estatisticamente significativa entre os resultados.

Os parâmetros de torque e potência resultaram em pequenas diferenças das amostras com o motor operando com ETH e somente com OD, demonstrando que não houve diferença significativa entre as curvas.

Observou-se uma tendência de aumento, quando injetado ETH, nos parâmetros de consumo específico total, eficiência térmica e exergética, excesso de ar e emissões de hidrocarbonetos, demonstrados na tabela 17. Em contrapartida, os parâmetros de temperatura de escape e admissão, índice de fumaça e emissões de CO e CO<sub>2</sub> foram reduzidos.

Tabela 17 - Resumos dos resultados

Parâmetros	Resultados
Torque	-
Potência	-
Consumo específico total	↑
Eficiência térmica	↑
Eficiência exergética	↑
Temperatura de admissão e escape	↓
Excesso de ar	↑
Índice de fumaça	↓
CO	↓
CO <sub>2</sub>	↓
HC	↑

Fonte: Autor (2017)

Quase todos os resultados convergem com os da literatura estudada, citada no capítulo 2, exceto as emissões de CO. A hipótese é que o aumento da concentração de oxigênio dentro do cilindro com a injeção de ETH e o aumento nas emissões de HC pode diminuir a disponibilidade de carbono para formação de CO, porém necessita maior investigação.

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

### 5.1 CONCLUSÕES

Esse trabalho mostra a influência da injeção de ETH na admissão de ar de um motor de ignição por compressão monocilíndrico, refrigerado a água, operando a carga plena no modo bicomustível. As taxas de substituições alcançadas variaram em torno de 11,5 a 52,3% e parâmetros de desempenho e emissões foram avaliados nas rotações de 1800 a 3000 rpm a cada 200 rpm.

Foi realizado a caracterização dos combustíveis, mensurando a massa específica, viscosidade, poder calorífico e composição química dos combustíveis estudados, possibilitando um maior entendimento sobre as características físico químicas deles. Os resultados foram similares a literatura estudada.

É possível concluir que os parâmetros de torque e potência foram em média ligeiramente reduzidos ao injetar ETH no coletor de admissão. Segundo o teste de Fisher, as reduções que houve não geraram diferenças significativas com o motor operando somente com óleo diesel.

Foi observado um aumento significativo no consumo específico total de combustível, ao operar no modo bicomustível, principalmente com alto percentual de substituição (em média 51,3%). Esse efeito é atribuído principalmente à diferença de poder calorífico entre o ETH e o OD.

O uso de ETH, juntamente com OD pelo método da fumigação, resultou em um efeito positivo nas eficiências térmicas e exergéticas, apresentando uma melhora na conversão de combustível. Ambos parâmetros aumentaram com o motor operando com todos percentuais de substituição estudados, sendo que os maiores percentuais se diferenciaram estatisticamente da amostra OD100 pelo teste de Fisher.

As temperaturas de admissão e escape foram reduzidas devido ao alto calor latente de vaporização, que teve o efeito de resfriamento do ar de entrada, reduzindo as temperaturas de combustão. Efeito que pode ser constatado pela redução na temperatura dos gases de escape. Essas reduções de temperaturas, devido ao alto calor latente de vaporização do ETH, provocaram diversas mudanças nos parâmetros estudados.

O parâmetro de excesso de ar ( $\lambda$ ), com o motor operando com OD-ETH, aumentou em razão da maior presença de oxigênio na composição química do ETH. Entretanto, não houve o empobrecimento da mistura ar-combustível e sim o enriquecimento, segundo estimativa realizada. Essa redução da mistura ar-combustível ocorre pela necessidade de consumir mais

ETH para entregar a mesma quantidade de energia, em virtude da diferença entre o poder calorífico dos combustíveis.

O uso de ETH acarretou um efeito positivo nos índices de fumaça. Para todos os percentuais de substituição aplicados, houve uma redução significativa nos índices de fumaça, segundo teste de Fisher. A maior quantidade de oxigênio e menor quantidade de carbono na composição química do ETH, comparado ao do OD, foram os responsáveis por essas reduções.

Os parâmetros de emissões de monóxido de carbono e dióxido de carbono também foram reduzidos, quando introduzido ETH ao sistema de admissão. Pelo teste de Fisher, estatisticamente, todos os percentuais estudados demonstraram uma redução significativa nas emissões de CO e CO<sub>2</sub>. A redução de CO<sub>2</sub> é atribuída à baixa temperatura de combustão, ao maior percentual de oxigênio e à maior relação H/C do ETH.

Já para as emissões de hidrocarbonetos, em todas as amostras estudadas foram observados aumentos expressivos, confirmados pelo teste de Fisher. Esses aumentos foram causados pela baixa temperatura de combustão, que pode não ser capaz de fazer todo o etanol injetado entrar em ignição, expelindo HC não combustos pelos gases de exaustão.

A amostra que obteve os melhores resultados de desempenho e emissões foi a amostra ETH04 (51,3% de substituição em média) com os maiores aumentos de eficiências térmicas e exergéticas e maiores reduções nas emissões de CO, CO<sub>2</sub> e índice de fumaça. Contudo foi a amostra que obteve as maiores emissões de HC e de consumo específico.

Por fim, conclui-se que os resultados foram satisfatórios, mostrando a viabilidade do uso do ETH em motores de ignição por compressão operando a plena carga pelo método de fumigação. A principal vantagem do uso do ETH em motores de combustão interna é por ser um combustível renovável e alternativo que ajuda na redução da dependência de combustíveis fósseis e também na redução de alguns gases poluentes prejudiciais ao meio ambiente como CO, CO<sub>2</sub>.

No entanto, o uso do ETH resulta em maior consumo total de combustível no motor, que pode não se justificar economicamente, dependendo muito do preço do etanol e do óleo diesel em cada região do país. Entretanto, é uma opção interessante para o médio/pequeno produtor rural, que pode produzir etanol a partir de diferentes culturas vegetais, permitindo o uso em seus veículos ou grupo geradores.

## 5.2 SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

Com a experiência adquirida nesse trabalho, sugere-se para futuros trabalhos:

- Medir durante os experimentos o consumo de etanol e a vazão de ar da combustão.
- Explorar condições de operação com baixas e médias cargas.
- Realizar ensaios com alteração da taxa de compressão do motor.
- Realizar ensaios com modificação do ponto de injeção de óleo diesel.
- Utilizar sensor de pressão e sensor de temperatura junto à câmara de combustão do motor, para monitorar a pressão e temperatura com a variação do ângulo de manivela, melhorando o entendimento do processo de combustão e poder mensurar a taxa de liberação de calor no cilindro.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABEDIN, M. J.; IMRAN, A.; MASJUKI, H. H.; et al. An overview on comparative engine performance and emission characteristics of different techniques involved in diesel engine as dual-fuel engine operation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 60, p. 306–316, 2016.

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRAS DE NORMAS TÉCNICAS. **Avaliação de dados de medição — Guia para a expressão de incerteza de medição**. 3 ed ed. Rio de Janeiro: ABNT-INMETRO, 2008.

ABU-QUDAIS, M.; HADDAD, O.; QUDAISAT, M. The effect of alcohol fumigation on diesel engine performance and emissions. **Energy Conversion and Management**, v. 41, n. 4, p. 389–399, 2000.

AJAV, E. A.; SINGH, B.; BHATTACHARYA, T. K. Performance of a stationary diesel engine using vapourized ethanol as supplementary fuel. **Biomass and Bioenergy**, v. 15, n. 6, p. 493–502, 1998.

ALPERSTEIN, M.; SWIM, W. B.; SCHWEITZER, P. H. Fumigation Kills Smoke, Improves Diesel Performance. **SAE Technical Paper**, p. 22, 1958.

ANP. Agência Nacional do Petróleo. Disponível em: <[www.anp.gov.br/](http://www.anp.gov.br/)>. Acesso em: 7/4/2017.

AUTO DATA. Brasil estabelece cronograma para chegar ao B10 em 2019. , p. 10–11, 25. mar. 2016.

BENDU, H.; MURUGAN, S. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 732–746, 2014.

BORETTI, A. Advantages of converting Diesel engines to run as dual fuel ethanol e Diesel. **Applied Thermal Engineering**, v. 47, p. 1–9, 2012.

BORGES, L.; FERREIRA, D. Poder e taxas de erro tipo I dos testes Scott-Knott, Tukey e Student-Newman-Keuls sob distribuições normal e não normais dos resíduos. **Revista de Matemática e Estatística**, v. 21, n. 1, p. 67–83, 2003.

BRITTO JÚNIOR, R. F.; MARTINS, C. A. Experimental analysis of a diesel engine operating in Diesel–Ethanol Dual-Fuel mode. **Fuel**, v. 134, p. 140–150, 2014.

BRITTO JÚNIOR, R. F.; MARTINS, C. A. Emission analysis of a Diesel Engine Operating in Diesel–Ethanol Dual-Fuel mode. **Fuel**, v. 148, p. 191–201, 2015.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Edgar Blucher, 2012.

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

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5 ed ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

CHAUHAN, B. S.; KUMAR, N.; PAL, S. S.; DU JUN, Y. Experimental studies on fumigation of ethanol in a small capacity Diesel engine. **Energy**, v. 36, n. 2, p. 1030–1038, 2011.

DE OLIVEIRA, A.; DE MORAIS, A. M.; VALENTE, O. S.; SODRÉ, J. R. Combustion, performance and emissions of a diesel power generator with direct injection of B7 and port injection of ethanol. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 39, n. 4, p. 1087–1096, 2017.

DIAS, J. B. **Construção e validação de uma bancada para calibração de sensores para determinação da umidade relativa do ar**, 2001. Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

EGÚSQUIZA, J. C. C. **Avaliação experimental de um motor ciclo diesel operando em modo bicomcombustível**. 168f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2011.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético nacional 2016: Ano base 2015**. 2016.

EPE. Perspectivas para o etanol no Brasil. **Cadernos de Energia EPE**, v. 49, n. 3, p. 62, 2008.

ESTRADA, J. S. **Desempenho e emissões de um motor de trator agrícola operando com misturas de óleo diesel e etanol**. 112f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Santa Maria, 2015.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences**. 2° ed. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2007.

FERREIRA, V. P.; MARTINS, J.; TORRES, E. A.; PEPE, I. M.; DE SOUZA, J. M. S. R. Performance and emissions analysis of additional ethanol injection on a diesel engine powered with A blend of diesel-biodiesel. **Energy for Sustainable Development**, v. 17, n. 6, p. 649–657, 2013.

FRAIOLI, V.; MANCARUSO, E.; MIGLIACCIO, M.; VAGLIECO, B. M. Ethanol effect as premixed fuel in dual-fuel CI engines: Experimental and numerical investigations. **Applied Energy**, v. 119, p. 394–404, 2014.

GARCIA, R. **Combustíveis e Combustão Industrial**. 2 ed ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2013.

GARGIULO, V.; ALFÈ, M.; DI BLASIO, G.; BEATRICE, C. Chemico-physical features of soot emitted from a dual-fuel ethanol–diesel system. **Fuel**, v. 150, p. 154–161, 2015.

GIACOSA, D. **Motori Endotermici**. 15 ed ed. Milano: Hoepli, 2000.

GOLDSWORTHY, L. Fumigation of a heavy duty common rail marine diesel engine with ethanol–water mixtures. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 47, p. 48–59, 2013.

HANSDAH, D.; MURUGAN, S. Bioethanol fumigation in a DI diesel engine. **Fuel**, v. 130, p. 324–333, 2014.

HEBBAR, G. S.; BHAT, A. K. Control of NO<sub>x</sub> from a DI diesel engine with hot EGR and ethanol fumigation: An experimental investigation. **International Journal of Automotive Technology**, v. 14, n. 3, p. 333–341, 2013.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

IMRAN, A.; VARMAN, M.; MASJUKI, H. H.; KALAM, M. A. Review on alcohol fumigation on diesel engine: A viable alternative dual fuel technology for satisfactory engine performance and reduction of environment concerning emission. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 26, p. 739–751, 2013.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO<sub>2</sub> emissions from fuel combustion. , p. 166, 2016.

JAMUWA, D. K.; SHARMA, D.; SONI, S. L. Experimental investigation of performance, exhaust emission and combustion parameters of stationary compression ignition engine using ethanol fumigation in dual fuel mode. **Energy Conversion and Management**, v. 115, p. 221–231, 2016.

JANOUSEK, G. S. **Evaluation of Ethanol and Water Introduction via Fumigation on Efficiency and Emissions of a Compression Ignition Engine Using an Atomization Technique**. 124f. Dissertação (Mestrado). University of Nebraska - Lincoln, 2010.

KLINE, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. **Mechanical Engineering**, v. 75, n. 1, p. p 3-8, 1953.

KUMAR, S.; CHO, J. H.; PARK, J.; MOON, I. Advances in diesel-alcohol blends and their effects on the performance and emissions of diesel engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 46–72, 2013.

LABECKAS, G.; SLAVINSKAS, S.; MAŽEIKĀ, M. The effect of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine. **Energy Conversion and Management**, v. 79, p. 698–720, 2014.

LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; GARCÍA-CONTRERAS, R. Stability of diesel-bioethanol blends for use in diesel engines. **Fuel**, v. 86, n. 10–11, p. 1351–1357, 2007.

LI, D.; ZHEN, H.; XINGCAI, L.; WU-GAO, Z.; JIAN-GUANG, Y. 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.

LINTEC. Motores linha Agrale. Disponível em:

<<http://www.lintecmotores.com.br/produtos/motores/linha-agrale/m95w-23>>. Acesso em: 16/4/2017.

LU, X.; MA, J.; JI, L.; HUANG, Z. Simultaneous reduction of NO<sub>x</sub> emission and smoke opacity of biodiesel-fueled engines by port injection of ethanol. **Fuel**, v. 87, n. 7, p. 1289–1296, 2008.

MARIASIU, F.; BURNETE, N.; MOLDOVANU, D.; et al. Effects of bioethanol ultrasonic generated aerosols application on diesel engine performances. **Thermal Science**, v. 19, n. 6, p. 1931–1941, 2015.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2011.

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

MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Applied Statistics and Probability for Engineers**. 3<sup>o</sup> ed. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2003.

MORSY, M. H. Assessment of a direct injection diesel engine fumigated with ethanol/water mixtures. **Energy Conversion and Management**, v. 94, p. 406–414, 2015.

OLIVEIRA, V. Máquinas e Motores utilizados para Pesca. Disponível em: <<http://maquinasmotoresnapescavso.blogspot.com.br/p/motor-do-ciclo-diesel.html>>. Acesso em: 6/4/2017.

OLSON, A. L. **The Effect of Ethanol-Water Fumigation on the Performance and Emissions from a Direct-Injection Diesel Engine**. 147f. Dissertação (Mestrado) University of Minnesota, 2010.

PADALA, S.; KOOK, S.; HAWKES, E. R. Effect of Ethanol Port-Fuel-Injector Position on Dual-Fuel Combustion in an Automotive-Size Diesel Engine. **Energy & Fuels**, v. 28, n. 1, p. 340–348, 2014.

PADALA, S.; WOO, C.; KOOK, S.; HAWKES, E. R. Ethanol utilisation in a diesel engine using dual-fuelling technology. **Fuel**, v. 109, p. 597–607, 2013.

PAUFERRO, M. **Uso do Etanol como Combustível para Motores Diesel : Uma Discussão Sobre a Viabilidade**. 51f. Monografia (Especialização). Curso Gestão Ambiental. Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2012.

PEDROZO, V. B.; MAY, I.; DALLA NORA, M.; CAIRNS, A.; ZHAO, H. Experimental analysis of ethanol dual-fuel combustion in a heavy-duty diesel engine: An optimisation at low load. **Applied Energy**, v. 165, p. 166–182, 2016.

PERALTA, E. G.; BARBOSA, C. R. F. Características de Desempenho de um Motor Diesel Funcionando com Mistura Ternária de Combustíveis Diesel-Álcool- Óleo de Rícino. **XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**, v. 4, p. 522, 1998.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004.

RENEWABLE FUELS ASSOCIATION. **Ethanol Industry Outlook**. 2017. Disponível em: <<http://ethanolrfa.org/wp-content/uploads/2017/02/Ethanol-Industry-Outlook-2017.pdf>>.

RUIZ, F. A.; CADRAZCO, M.; LÓPEZ, A. F.; SANCHEZ-VALDEPEÑAS, J.; AGUDELO, J. R. Impact of dual-fuel combustion with n-butanol or hydrous ethanol on the oxidation reactivity and nanostructure of diesel particulate matter. **Fuel**, v. 161, p. 18–25, 2015.

ŞAHIN, Z.; DURGUN, O. Theoretical investigation of effects of light fuel fumigation on diesel engine performance and emissions. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 7, p. 1952–1964, 2007.

ŞAHIN, Z.; DURGUN, O.; KURT, M. Experimental investigation of improving diesel combustion and engine performance by ethanol fumigation-heat release and flammability analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 89, p. 175–187, 2015.

SARI, R. L. **Avaliação da Utilização de Etanol com Elevados Teores de Água em Motores de Combustão Interna com Ignição por Centelha**. 146f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2017.

SARJOVAARA, T.; ALANTIE, J.; LARMI, M. Ethanol dual-fuel combustion concept on heavy duty engine. **Energy**, v. 63, p. 76–85, 2013.

SARJOVAARA, T.; LARMI, M. Dual fuel diesel combustion with an E85 ethanol/gasoline blend. **Fuel**, v. 139, p. 704–714, 2015.

SATGÉ DE CARO, P.; MOULOUNGUI, Z.; VAITILINGOM, G.; BERGE, J. C. Interest of combining an additive with diesel-ethanol blends for use in diesel engines. **Fuel**, v. 80, n. 4, p. 565–574, 2001.

SINGH, P.; VARUN; CHAUHAN, S. R.; KUMAR, N. A review on methodology for complete elimination of diesel from CI engines using mixed feedstock. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 57, p. 1110–1125, 2016.

SURAWSKI, N. C.; RISTOVSKI, Z. D.; BROWN, R. J.; SITU, R. Gaseous and particle emissions from an ethanol fumigated compression ignition engine. **Energy Conversion and Management**, v. 54, n. 1, p. 145–151, 2012.

TAYLOR, J. R. **An introduction to error analysis: the study of uncertainties in physical measurements**. 2ed ed. Universirt Science Books, 1997.

TSANG, K. S.; ZHANG, Z. H.; CHEUNG, C. S.; CHAN, T. L. Reducing Emissions of a Diesel Engine Using Fumigation Ethanol and a Diesel Oxidation Catalyst. **Energy & Fuels**, v. 24, n. 11, p. 6156–6165, 2010.

TUTAK, W. Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine. **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 39–48, 2014.

TUTAK, W.; LUKÁCS, K.; SZWAJA, S.; BERECZKY, Á. Alcohol–diesel fuel combustion in the compression ignition engine. **Fuel**, v. 154, p. 196–206, 2015.

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. Annual Energy Outlook 2015. , v. 1, p. 1–244, 2015.

VALLINAYAGAM, R.; VEDHARAJ, S.; YANG, W. M.; ROBERTS, W. L.; DIBBLE, R. W. Feasibility of using less viscous and lower cetane (LVLC) fuels in a diesel engine: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 1166–1190, 2015.

VERMA, G.; NIGAM, P.; SINGH, D.; CHAUDHARY, K. Bioconversion of starch to ethanol in a single-step process by coculture of amyolytic yeasts and *Saccharomyces cerevisiae* 21. **Bioresource Technology**, v. 72, n. 3, p. 261–266, 2000.

VIEIRA, S.; HOFFMANN, R. **Estatística experimental**. São Paulo: Atlas, 1989.

VLASSOV, D. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UTFPR, 2001.

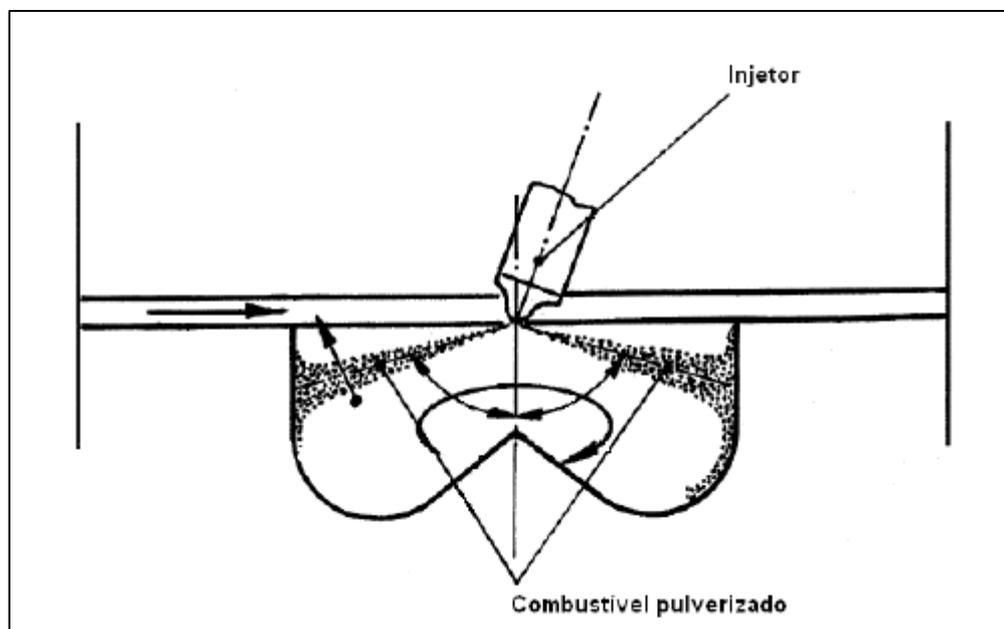
VOLPATO, C. E. S.; CONDE, A. D. P.; BARBOSA, J. A.; SALVADOR, N. Performance of four stroke diesel cycle engine supplied with soybean oil biodiesel (B 100). **Ciencia E Agrotecnologia**, v. 33, n. 4, p. 1125–1130, 2009.

YU, S.; ZHENG, M. Ethanol-diesel premixed charge compression ignition to achieve clean combustion under high loads. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 230, n. 4, p. 527–541, 2016.

ZHANG, Z. H.; TSANG, K. S.; CHEUNG, C. S.; CHAN, T. L.; YAO, C. D. Effect of fumigation methanol and ethanol on the gaseous and particulate emissions of a direct-injection diesel engine. **Atmospheric Environment**, v. 45, n. 11, p. 2001–2008, 2011.

**ANEXO A – GEOMETRIA DO PISTÃO - TOROIDAL TIPO SAURER**

Figura 26 - Câmara de injeção direta toroidal tipo Saurer



Fonte: Adaptado de Giacosa (2000)

## ANEXO B – LAUDO TÉCNICO DO ÓLEO DIESEL E DO ETANOL HIDRATADO

Figura 27 - Laudo CIENTEC do OD



**CIENTEC**  
FUNDAÇÃO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

Rua Washington Luiz, 675 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.816.885/0001-67  
Fone +55 (51) 32872000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

---

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO** Número: **4821 - 16890**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

---

**ENSAIOS EM COMBUSTÍVEL**

**Cliente: FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130 – Bloco 72.  
95070-560 – Caxias do Sul, RS.

**Item ensaiado:** (01) uma amostra entregue à CIENTEC, coletada e identificada pelo Cliente como "Óleo Diesel".

**Data do recebimento do item:** 04 de outubro de 2016.

**Período da realização dos ensaios:** de 10 de outubro a 29 de novembro de 2016.

**Local de Realização:** Laboratório de Ensaios em Combustíveis.

**RESULTADOS:**

Enxofre total <sub>(b.c.r.)</sub> , % .....	0,04
Carbono <sub>(b.c.r.)</sub> , % .....	86,08
Hidrogênio <sub>(b.c.r.)</sub> , % .....	12,44
Nitrogênio <sub>(b.c.r.)</sub> , % .....	0,04
[Oxigênio + halogênios + cinza] <sub>(b.c.r.)</sub> , % .....	1,40
Poder Calorífico Superior <sub>(b.c.r.)</sub> , kcal/kg .....	10.840
Poder Calorífico Superior <sub>(b.c.r.)</sub> , J/g .....	45.385

Observações:

01) Abreviatura: (b.c.r.) = base como recebida.

02)% = g/100g.

03)O teor de [oxigênio + halogênios] é o resultado da diferença da análise elementar e cinzas. O teor de cinzas não foi determinado.

Figura 28 - Laudo CIENTEC do ETH



**CIENTEC**  
FUNDAÇÃO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

Rua Washington Luiz, 875 - CEP 90010-460 - Porto Alegre/RS/Brasil - CNPJ 92.818.885/0001-67  
Fone +55 (51) 32872000 - e-mail faleconosco@cientec.rs.gov.br - www.cientec.rs.gov.br

---

Documento: **RELATÓRIO DE ENSAIO** Número: **4821 - 16887**

Os resultados contidos neste documento têm significação restrita e aplicam-se exclusivamente ao item ou itens ensaiados ou calibrados. Este documento somente poderá ser publicado na íntegra.

---

**ENSAIOS EM COMBUSTÍVEL**

**Cliente: FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130 – Bloco 72.  
95070-560 – Caxias do Sul, RS.

**Item ensaiado:** (01) uma amostra entregue à CIENTEC, coletada e identificada pelo Cliente como "Etanol Hidratado de Posto de Combustível".

**Data do recebimento do item:** 04 de outubro de 2016.

**Período da realização dos ensaios:** de 10 de outubro a 29 de novembro de 2016.

**Local de Realização:** Laboratório de Ensaio em Combustíveis.

**RESULTADOS:**

Carbono <sub>(b.c.r.)</sub> , %.....	48,63
Hidrogênio <sub>(b.c.r.)</sub> , %.....	13,14
Nitrogênio <sub>(b.c.r.)</sub> , %.....	0,03
[Oxigênio + halogênios + cinza] <sub>(b.c.r.)</sub> , %.....	38,20
Poder calorífico superior <sub>(b.c.r.)</sub> , kcal/kg.....	6.430
Poder calorífico superior <sub>(b.c.r.)</sub> , J/g.....	26.920

Observações:

01) Abreviatura: (b.c.r.) = base como recebida.  
02)% = g/100g.  
03)O teor de [oxigênio + halogênios] é o resultado da diferença da análise elementar e cinzas. O teor de cinzas não foi determinado.

## APÊNDICE A – CONDIÇÕES AMBIENTAIS

A tabela 18 mostra a média dos dados das condições ambientes para cada ensaio realizado. O número entre os parênteses é o número do ensaio realizado.  $T_{bs}$  é a temperatura de bulbo seco e  $T_{bu}$  é temperatura de bulbo úmido.

Nota-se que a pressão barométrica variou entre 691 a 693,5 mmHg durante os ensaios enquanto a umidade relativa entre 37,3 a 72,7%. A umidade relativa foi calculada através das temperaturas de bulbo seco e úmido, seguindo as equações descritas no trabalho de Dias (2001). Nota-se também que durante o mesmo dia pode haver variações ambientes devido ao ensaio ocorrer em horários distintos.

Tabela 18 - Condições ambiente

Ensaio	Data	$T_{bs}$ (°C)	$T_{bu}$ (°C)	Pressão barométrica (mmHg)	Umidade relativa
OD100 (1)	10/03/17	27,1	21,3	692,0	72,1
OD100 (2)	14/03/17	24,6	20,9	693,4	72,7
OD100 (3)	13/03/17	24,7	17,1	693,0	47,9
OD100 (4)	15/03/17	25,9	19,0	693,0	53,3
OD100 (5)	19/10/17	21,0	17,0	691,0	68,3
OD100 (6)	19/10/17	23,9	18,0	691,0	57,6
OD100 (7)	20/10/17	21,9	16,0	691,8	55,7
OD100 (8)	24/10/17	17,4	14,0	693,0	70,2
ETH01 (1)	13/03/17	25,7	16,0	693,0	37,3
ETH01 (2)	15/03/17	27,3	20,0	693,0	52,2
ETH01 (3)	16/03/17	24,6	20,0	692,0	66,6
ETH01 (4)	19/10/17	24,3	18,6	691,0	59,3
ETH01 (5)	20/10/17	25,9	18,0	692,0	47,5
ETH02 (1)	14/03/17	27,6	19,6	693,5	48,6
ETH02 (2)	16/03/17	25,5	21,0	692,0	67,9
ETH02 (3)	19/10/17	25,1	19,0	691,0	57,4
ETH02 (4)	20/10/17	25,6	18,6	692,0	52,4
ETH03 (1)	14/03/17	30,9	20,9	693,0	41,6
ETH03 (2)	16/03/17	27,1	21,7	692,0	63,3
ETH03 (3)	19/10/17	24,4	18,0	692,0	54,9
ETH03 (4)	20/10/17	19,6	14,4	693,0	58,3
ETH04 (1)	14/03/17	29,1	21,7	693,0	53,2
ETH04 (2)	16/03/17	27,6	22,0	692,0	62,4
ETH04 (3)	20/10/17	22,7	16,9	692,0	57,2
ETH04 (4)	24/10/17	22,7	15,9	693,0	50,7

## APÊNDICE B – MASSA ESPECÍFICA DOS COMBUSTÍVEIS

Determinação da massa específica dos combustíveis e suas misturas.

Materiais:

- Picnômetro de 25 mL (preenchido com líquido até sair pelo orifício da tampa);
- Balança digital, marca Marte, modelo AL500, carga máxima de 500 g e resolução de 0,001 g.

Calibração do volume do picnômetro, usando água deionizada a 20 °C ( $\rho_a = 0,998203 \text{ g/m}^3$ ):

Tabela 19 - Calibração do volume do picnômetro

<b>Medida</b>	<b><math>m_a</math> (g)</b>	<b><math>V_p</math> (ml)</b>
1	25,021	25,066
2	25,017	25,062
3	25,02	25,065
<b>Média</b>	<b>25,019</b>	<b>25,064</b>

Tabela 20 - Massa específica do álcool hidratado (100%ETH) a 20 °C

<b>Medida</b>	<b><math>m_{ETH}</math> (g)</b>	<b><math>\rho_{ETH}</math> (g/cm<sup>3</sup>)</b>
1	20,207	0,806
2	20,2	0,806
3	20,197	0,806
<b>Média</b>	<b>20,201</b>	<b>0,806</b>

Tabela 21 - Massa específica do óleo diesel (100%OD) a 20 °C

<b>Medida</b>	<b><math>m_{OD}</math> (g)</b>	<b><math>\rho_{OD}</math> (g/cm<sup>3</sup>)</b>
1	21,215	0,846
2	21,095	0,842
3	21,095	0,842
<b>Média</b>	<b>21,135</b>	<b>0,843</b>

## APÊNDICE C – TESTE DE MÍNIMA DIFERENÇA SIGNIFICATIVA DE FISHER

As tabelas mostradas a seguir (da 22 a 39) são referentes as análises estatísticas de ANOVA e teste de comparações múltiplas pelo método de Fisher com 95% de confiança. O *software* utilizado para as análises foi o IBM SPSS e as tabelas foram geradas pelo mesmo *software*.

De forma simplificada, a análise de variância (ANOVA) demonstra que há estatisticamente uma diferença em pelo menos uma das amostras entre os grupos analisados quando o Valor  $P < 0,05$ . Valores de  $P$  superiores ao nível de significância ( $\alpha$ ) de 0,05 indicam que não há diferença entre os grupos.

O teste de Fisher compara individualmente cada amostra, sendo possível visualizar se há diferenças entre todas as amostras. Se Valor  $P < 0,05$  significa que há diferença significativa entre as duas amostras comparadas, o aposto indica que não há diferença. Outra forma de verificar se há diferença significativa, é quando o valor zero não está dentro do limite inferior e superior.

Por exemplo, na tabela 22, nota-se que o Valor  $P = 0,951$  (Sig.)  $> \alpha = 0,05$ , dessa forma, a ANOVA indica que não há diferença entre as amostras (condições de teste estudadas). Na tabela 23 todos valores de  $P$  são superiores a 0,05 e também o zero está presente dentro de todos os limites inferiores e superiores, indicando que não há diferença significativa entre as amostras. Em outras palavras o uso do ETH, em todos percentuais de substituição, estatisticamente não afetou significativamente o torque do motor. Está ressaltado em vermelho, nas tabelas 22 a 39, os Valores  $P$  e os limites superiores e inferiores que não apresentaram diferenças significativas.

Quando houver diferença significativa entre as amostras é usual separá-las por grupos para facilitar o entendimento do teste de Fisher. A separação é feita de modo que se duas amostras forem diferentes, elas estarão em grupos separados como A e B, porém uma amostra pode ter diferença com a do grupo A e não haver diferença com a do grupo B, entrando assim no grupo B também.

Outra situação é uma amostra estar presente em dois grupos, o exemplo disso é o teste de Fisher para as emissões de CO, tabela 35 mais adiante. Nota-se que não há diferença entre as amostras ETH02 e ETH03, observando-se também que não há diferença entre as amostras ETH03 e ETH04 (*idem*). No entanto, há diferença significativa entre as amostras ETH02 e ETH04. Dessa forma, ETH02 é do grupo C, ETH03 do grupo C e D e a amostra ETH04 é do grupo D.

## 1) Torque

Tabela 22 - ANOVA do torque

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	13,393	4	3,348	,172	,951
Nos grupos	584,583	30	19,486		
Total	597,975	34			

Tabela 23 - Teste de comparações múltiplas - Teste de Fisher do torque

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	,6714	2,3595	,778	-4,147	5,490
	ETH02	,7286	2,3595	,760	-4,090	5,547
	ETH03	,9571	2,3595	,688	-3,862	5,776
	ETH04	1,9143	2,3595	,424	-2,905	6,733
ETH01	OD100	-,6714	2,3595	,778	-5,490	4,147
	ETH02	,0571	2,3595	,981	-4,762	4,876
	ETH03	,2857	2,3595	,904	-4,533	5,105
	ETH04	1,2429	2,3595	,602	-3,576	6,062
ETH02	OD100	-,7286	2,3595	,760	-5,547	4,090
	ETH01	-,0571	2,3595	,981	-4,876	4,762
	ETH03	,2286	2,3595	,923	-4,590	5,047
	ETH04	1,1857	2,3595	,619	-3,633	6,005
ETH03	OD100	-,9571	2,3595	,688	-5,776	3,862
	ETH01	-,2857	2,3595	,904	-5,105	4,533
	ETH02	-,2286	2,3595	,923	-5,047	4,590
	ETH04	,9571	2,3595	,688	-3,862	5,776
ETH04	OD100	-1,9143	2,3595	,424	-6,733	2,905
	ETH01	-1,2429	2,3595	,602	-6,062	3,576
	ETH02	-1,1857	2,3595	,619	-6,005	3,633
	ETH03	-,9571	2,3595	,688	-5,776	3,862

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 2) Potência

Tabela 24 - ANOVA da potência

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	,670	4	,168	,029	,998
Nos grupos	174,169	30	5,806		
Total	174,839	34			

Tabela 25 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher da potência

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	,0286	1,2879	,982	-2,602	2,659
	ETH02	,0714	1,2879	,956	-2,559	2,702
	ETH03	,1143	1,2879	,930	-2,516	2,745
	ETH04	,3857	1,2879	,767	-2,245	3,016
ETH01	OD100	-,0286	1,2879	,982	-2,659	2,602
	ETH02	,0429	1,2879	,974	-2,587	2,673
	ETH03	,0857	1,2879	,947	-2,545	2,716
	ETH04	,3571	1,2879	,783	-2,273	2,987
ETH02	OD100	-,0714	1,2879	,956	-2,702	2,559
	ETH01	-,0429	1,2879	,974	-2,673	2,587
	ETH03	,0429	1,2879	,974	-2,587	2,673
	ETH04	,3143	1,2879	,809	-2,316	2,945
ETH03	OD100	-,1143	1,2879	,930	-2,745	2,516
	ETH01	-,0857	1,2879	,947	-2,716	2,545
	ETH02	-,0429	1,2879	,974	-2,673	2,587
	ETH04	,2714	1,2879	,835	-2,359	2,902
ETH04	OD100	-,3857	1,2879	,767	-3,016	2,245
	ETH01	-,3571	1,2879	,783	-2,987	2,273
	ETH02	-,3143	1,2879	,809	-2,945	2,316
	ETH03	-,2714	1,2879	,835	-2,902	2,359

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 3) Consumo específico total

Tabela 26 - ANOVA do consumo específico total

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	9443,442	4	2360,860	2,355	,076
Nos grupos	30069,725	30	1002,324		
Total	39513,167	34			

Tabela 27 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher do consumo específico total

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	-8,11857	16,92272	,635	-42,6794	26,4422
	ETH02	-15,23571	16,92272	,375	-49,7965	19,3251
	ETH03	-25,14571	16,92272	,148	-59,7065	9,4151
	ETH04	-47,60000*	16,92272	,009	-82,1608	-13,0392
ETH01	OD100	8,11857	16,92272	,635	-26,4422	42,6794
	ETH02	-7,11714	16,92272	,677	-41,6779	27,4437
	ETH03	-17,02714	16,92272	,322	-51,5879	17,5337
	ETH04	-39,48143*	16,92272	,027	-74,0422	-4,9206
ETH02	OD100	15,23571	16,92272	,375	-19,3251	49,7965
	ETH01	7,11714	16,92272	,677	-27,4437	41,6779
	ETH03	-9,91000	16,92272	,563	-44,4708	24,6508
	ETH04	-32,36429	16,92272	,065	-66,9251	2,1965
ETH03	OD100	25,14571	16,92272	,148	-9,4151	59,7065
	ETH01	17,02714	16,92272	,322	-17,5337	51,5879
	ETH02	9,91000	16,92272	,563	-24,6508	44,4708
	ETH04	-22,45429	16,92272	,195	-57,0151	12,1065
ETH04	OD100	47,60000*	16,92272	,009	13,0392	82,1608
	ETH01	39,48143*	16,92272	,027	4,9206	74,0422
	ETH02	32,36429	16,92272	,065	-2,1965	66,9251
	ETH03	22,45429	16,92272	,195	-12,1065	57,0151

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 4) Eficiência térmica

Tabela 28 - ANOVA da eficiência térmica

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	201,319	4	50,330	2,507	,063
Nos grupos	602,180	30	20,073		
Total	803,499	34			

Tabela 29 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher da eficiência térmica

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	-2,82857	2,39480	,247	-7,7194	2,0623
	ETH02	-4,88571	2,39480	,050	-9,7765	,0051
	ETH03	-5,88571*	2,39480	,020	-10,7765	-,9949
	ETH04	-6,65714*	2,39480	,009	-11,5480	-1,7663
ETH01	OD100	2,82857	2,39480	,247	-2,0623	7,7194
	ETH02	-2,05714	2,39480	,397	-6,9480	2,8337
	ETH03	-3,05714	2,39480	,212	-7,9480	1,8337
	ETH04	-3,82857	2,39480	,120	-8,7194	1,0623
ETH02	OD100	4,88571	2,39480	,050	-,0051	9,7765
	ETH01	2,05714	2,39480	,397	-2,8337	6,9480
	ETH03	-1,00000	2,39480	,679	-5,8908	3,8908
	ETH04	-1,77143	2,39480	,465	-6,6623	3,1194
ETH03	OD100	5,88571*	2,39480	,020	,9949	10,7765
	ETH01	3,05714	2,39480	,212	-1,8337	7,9480
	ETH02	1,00000	2,39480	,679	-3,8908	5,8908
	ETH04	-,77143	2,39480	,750	-5,6623	4,1194
ETH04	OD100	6,65714*	2,39480	,009	1,7663	11,5480
	ETH01	3,82857	2,39480	,120	-1,0623	8,7194
	ETH02	1,77143	2,39480	,465	-3,1194	6,6623
	ETH03	,77143	2,39480	,750	-4,1194	5,6623

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 5) Eficiência exergetica

Tabela 30 - ANOVA da eficiência exergetica

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	127,958	4	31,990	1,882	,140
Nos grupos	510,031	30	17,001		
Total	637,990	34			

Tabela 31 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher da eficiência exergetica

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	-2,41429	2,20396	,282	-6,9154	2,0868
	ETH02	-4,15714	2,20396	,069	-8,6582	,3439
	ETH03	-4,72857*	2,20396	,040	-9,2297	-,2275
	ETH04	-5,25714*	2,20396	,024	-9,7582	-,7561
ETH01	OD100	2,41429	2,20396	,282	-2,0868	6,9154
	ETH02	-1,74286	2,20396	,435	-6,2439	2,7582
	ETH03	-2,31429	2,20396	,302	-6,8154	2,1868
	ETH04	-2,84286	2,20396	,207	-7,3439	1,6582
ETH02	OD100	4,15714	2,20396	,069	-,3439	8,6582
	ETH01	1,74286	2,20396	,435	-2,7582	6,2439
	ETH03	-,57143	2,20396	,797	-5,0725	3,9297
	ETH04	-1,10000	2,20396	,621	-5,6011	3,4011
ETH03	OD100	4,72857*	2,20396	,040	,2275	9,2297
	ETH01	2,31429	2,20396	,302	-2,1868	6,8154
	ETH02	,57143	2,20396	,797	-3,9297	5,0725
	ETH04	-,52857	2,20396	,812	-5,0297	3,9725
ETH04	OD100	5,25714*	2,20396	,024	,7561	9,7582
	ETH01	2,84286	2,20396	,207	-1,6582	7,3439
	ETH02	1,10000	2,20396	,621	-3,4011	5,6011
	ETH03	,52857	2,20396	,812	-3,9725	5,0297

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 6) Índice de fumaça

Tabela 32 - ANOVA do índice de fumaça

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	44,414	4	11,104	71,863	,000
Nos grupos	4,635	30	,155		
Total	49,049	34			

Tabela 33 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher do índice de fumaça

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	,67000*	,21011	,003	,2409	1,0991
	ETH02	1,60571*	,21011	,000	1,1766	2,0348
	ETH03	2,26286*	,21011	,000	1,8338	2,6920
	ETH04	3,18000*	,21011	,000	2,7509	3,6091
ETH01	OD100	-,67000*	,21011	,003	-1,0991	-,2409
	ETH02	,93571*	,21011	,000	,5066	1,3648
	ETH03	1,59286*	,21011	,000	1,1638	2,0220
	ETH04	2,51000*	,21011	,000	2,0809	2,9391
ETH02	OD100	-1,60571*	,21011	,000	-2,0348	-1,1766
	ETH01	-,93571*	,21011	,000	-1,3648	-,5066
	ETH03	,65714*	,21011	,004	,2280	1,0862
	ETH04	1,57429*	,21011	,000	1,1452	2,0034
ETH03	OD100	-2,26286*	,21011	,000	-2,6920	-1,8338
	ETH01	-1,59286*	,21011	,000	-2,0220	-1,1638
	ETH02	-,65714*	,21011	,004	-1,0862	-,2280
	ETH04	,91714*	,21011	,000	,4880	1,3462
ETH04	OD100	-3,18000*	,21011	,000	-3,6091	-2,7509
	ETH01	-2,51000*	,21011	,000	-2,9391	-2,0809
	ETH02	-1,57429*	,21011	,000	-2,0034	-1,1452
	ETH03	-,91714*	,21011	,000	-1,3462	-,4880

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 7) Emissões de CO

Tabela 34 - ANOVA das emissões de CO

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P.
Entre grupos	2,514	4	,628	44,632	,000
Nos grupos	,422	30	,014		
Total	2,936	34			

Tabela 35 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher das emissões de CO

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P.	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	,33571*	,06342	,000	,2062	,4652
	ETH02	,54857*	,06342	,000	,4190	,6781
	ETH03	,66429*	,06342	,000	,5348	,7938
	ETH04	,74714*	,06342	,000	,6176	,8767
ETH01	OD100	-,33571*	,06342	,000	-,4652	-,2062
	ETH02	,21286*	,06342	,002	,0833	,3424
	ETH03	,32857*	,06342	,000	,1990	,4581
	ETH04	,41143*	,06342	,000	,2819	,5410
ETH02	OD100	-,54857*	,06342	,000	-,6781	-,4190
	ETH01	-,21286*	,06342	,002	-,3424	-,0833
	ETH03	,11571	,06342	,078	-,0138	,2452
	ETH04	,19857*	,06342	,004	,0690	,3281
ETH03	OD100	-,66429*	,06342	,000	-,7938	-,5348
	ETH01	-,32857*	,06342	,000	-,4581	-,1990
	ETH02	-,11571	,06342	,078	-,2452	,0138
	ETH04	,08286	,06342	,201	-,0467	,2124
ETH04	OD100	-,74714*	,06342	,000	-,8767	-,6176
	ETH01	-,41143*	,06342	,000	-,5410	-,2819
	ETH02	-,19857*	,06342	,004	-,3281	-,0690
	ETH03	-,08286	,06342	,201	-,2124	,0467

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

8) Emissões de CO<sub>2</sub>Tabela 36 - ANOVA das emissões de CO<sub>2</sub>

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	11,319	4	2,830	51,270	,000
Nos grupos	1,656	30	,055		
Total	12,974	34			

Tabela 37 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher das emissões de CO<sub>2</sub>

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	,29000*	,12557	,028	,0335	,5465
	ETH02	,83000*	,12557	,000	,5735	1,0865
	ETH03	1,28571*	,12557	,000	1,0293	1,5422
	ETH04	1,49429*	,12557	,000	1,2378	1,7507
ETH01	OD100	-,29000*	,12557	,028	-,5465	-,0335
	ETH02	,54000*	,12557	,000	,2835	,7965
	ETH03	,99571*	,12557	,000	,7393	1,2522
	ETH04	1,20429*	,12557	,000	,9478	1,4607
ETH02	OD100	-,83000*	,12557	,000	-1,0865	-,5735
	ETH01	-,54000*	,12557	,000	-,7965	-,2835
	ETH03	,45571*	,12557	,001	,1993	,7122
	ETH04	,66429*	,12557	,000	,4078	,9207
ETH03	OD100	-1,28571*	,12557	,000	-1,5422	-1,0293
	ETH01	-,99571*	,12557	,000	-1,2522	-,7393
	ETH02	-,45571*	,12557	,001	-,7122	-,1993
	ETH04	,20857	,12557	,107	-,0479	,4650
ETH04	OD100	-1,49429*	,12557	,000	-1,7507	-1,2378
	ETH01	-1,20429*	,12557	,000	-1,4607	-,9478
	ETH02	-,66429*	,12557	,000	-,9207	-,4078
	ETH03	-,20857	,12557	,107	-,4650	,0479

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## 9) Emissões de hidrocarbonetos

Tabela 38 - ANOVA das emissões de HC

	Soma quadrática	G.L	Média quadrática	F	Valor P
Entre grupos	41543,886	4	10385,971	191,119	,000
Nos grupos	1630,286	30	54,343		
Total	43174,171	34			

Tabela 39 - Teste de comparações múltiplas – Teste de Fisher das emissões de HC

(I) Amostra	Diferença média (I-J)	Erro padrão	Valor P	Intervalo de confiança 95%		
				Limite inferior	Limite superior	
OD100	ETH01	-29,5714*	3,9404	,000	-37,619	-21,524
	ETH02	-56,4286*	3,9404	,000	-64,476	-48,381
	ETH03	-79,5714*	3,9404	,000	-87,619	-71,524
	ETH04	-96,1429*	3,9404	,000	-104,190	-88,096
ETH01	OD100	29,5714*	3,9404	,000	21,524	37,619
	ETH02	-26,8571*	3,9404	,000	-34,904	-18,810
	ETH03	-50,0000*	3,9404	,000	-58,047	-41,953
	ETH04	-66,5714*	3,9404	,000	-74,619	-58,524
ETH02	OD100	56,4286*	3,9404	,000	48,381	64,476
	ETH01	26,8571*	3,9404	,000	18,810	34,904
	ETH03	-23,1429*	3,9404	,000	-31,190	-15,096
	ETH04	-39,7143*	3,9404	,000	-47,762	-31,667
ETH03	OD100	79,5714*	3,9404	,000	71,524	87,619
	ETH01	50,0000*	3,9404	,000	41,953	58,047
	ETH02	23,1429*	3,9404	,000	15,096	31,190
	ETH04	-16,5714*	3,9404	,000	-24,619	-8,524
ETH04	OD100	96,1429*	3,9404	,000	88,096	104,190
	ETH01	66,5714*	3,9404	,000	58,524	74,619
	ETH02	39,7143*	3,9404	,000	31,667	47,762
	ETH03	16,5714*	3,9404	,000	8,524	24,619

\*. A diferença média é significativa no nível 0.05.

## APÊNDICE D – ESTIMATIVA DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL

Para realizar a estimativa da relação ar-combustível ( $AC$ ) das condições ensaiadas nesse trabalho foi utilizado a equação (24) descrita abaixo. A equação relaciona as vazões de ar e dos combustíveis estudados, OD e ETH, em kg/h.

$$AC = \frac{\dot{m}_{AR}}{\dot{m}_{ETH} + \dot{m}_{OD}} \quad (24)$$

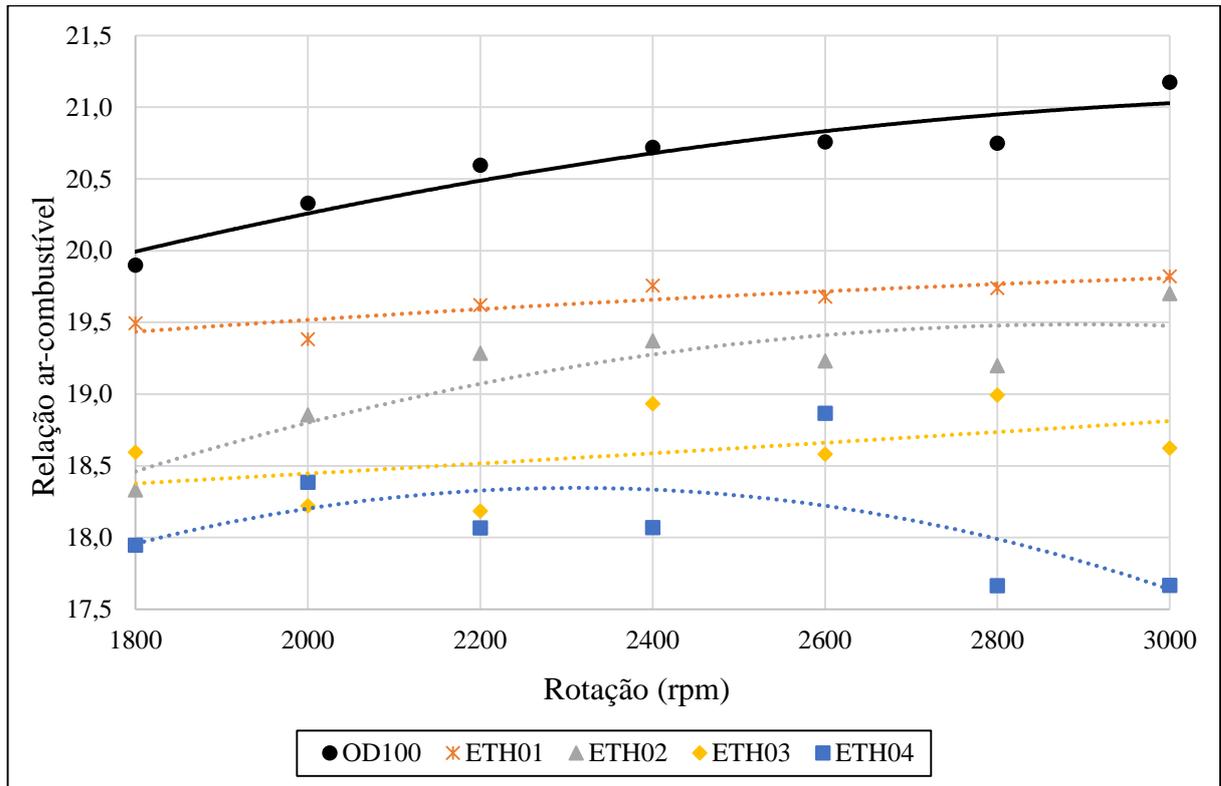
Os consumos de OD e ETH foram mensurados durante todos os ensaios conforme descrito no capítulo da metodologia desse trabalho, porém as vazões de ar não foram medidas. É possível, entretanto, fazer uma estimativa da vazão de ar. Para isso, foi utilizado o *software* Acomb/IPT, que somente faz análises de combustão completa, sem e com excesso de ar. Portanto, os resultados aqui apresentados são uma aproximação, ou seja, uma estimativa da vazão de ar para os processos reais de combustão. Os seguintes dados de entrada são necessários ao programa Acomb:

- a) composição química e poder calorífico superior do OD e ETH, que no caso são os dados fornecidos nos laudos da CIENTEC apresentados no Anexo B (figuras 27 e 28);
- b) consumo de OD e ETH, obtidos durante os ensaios;
- c) percentual de oxigênio obtido nas análises dos gases de combustão durante os ensaios, que foi obtido na base seca volumétrica.

Com esses dados de entrada ao *software*, foi possível obter a vazão de ar de entrada para cada rotação e amostra estudada. Por fim, aplica-se os dados na equação (24) da relação ar-combustível.

A figura 28 ilustra a relação  $AC$ , notando-se que com o aumento da concentração de ETH a relação  $AC$  é reduzida, ocorrendo o enriquecimento da mistura.

Figura 29 – Estimativa da relação ar-combustível



Fonte: Autor (2017)