PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Ivair Carvalho de Souza

DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR ACOPLADO A UM GERADOR DE ENERGIA ELÉTRICA OPERANDO COM INJEÇÃO DIRETA DE ÓLEO DIESEL E ETANOL SOBRE HIDRATADO

Belo Horizonte
2018

Ivair Carvalho de Souza

DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR ACOPLADO A UM GERADOR DE ENERGIA ELÉTRICA OPERANDO COM INJEÇÃO DIRETA DE ÓLEO DIESEL E ETANOL SOBRE HIDRATADO

Dissertação de mestrado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio de Morais Hanriot.

Área de Concentração: Sistemas térmicos e fluídos.

Belo Horizonte
2018

FICHA CATALOGRÁFICA
Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Souza, Ivair Carvalho de
S729d Desempenho e emissões de um motor acoplado a um gerador de energia elétrica operando com injeção direta de óleo diesel e etanol sobre hidratado / Ivair Carvalho de Souza. Belo Horizonte, 2018.
179 f. : il.

Orientador: Sérgio de Morais Hanriot
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Motor diesel. 2. Álcool. 3. Automóveis - Motores - Sistemas de injeção eletrônica de combustível. 4. Emissões de veículos. 5. Poluentes. I. Hanriot, Sérgio de Morais. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113-843
Ficha catalográfica elaborada por Rosane Alves Martins da Silva – CRB 6/2971

Ivair Carvalho de Souza

DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR ACOPLADO A UM GERADOR DE ENERGIA ELÉTRICA OPERANDO COM INJEÇÃO DIRETA DE ÓLEO DIESEL E ETANOL SOBRE HIDRATADO

Dissertação de mestrado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Sistemas térmicos e fluídos.

Prof. Dr. Sérgio de Morais Hanriot – PUC Minas (Orientador)

Prof. Dr. Guilherme Bastos Machado – PETROBRÁS (Banca examinadora)

Prof. Dr. Luiz Carlos Monteiro Sales – PUC Minas (Banca examinadora)

Belo Horizonte, 26 de fevereiro de 2018

A todos os sonhadores, a todos que acreditam no poder de um trabalho justo, a todos que não se vendem ou se corrompem, e principalmente, a todo aquele que, mesmo se sentindo injustiçado, se conserva incapaz de praticar a injustiça

AGRADECIMENTOS

Ao meu Deus, por me conceder uma vida maravilhosa, uma família perfeita e encantadora, amigos sinceros e leais e uma infinidade de oportunidades.

Ao meu pai, por me ensinar a ser honesto e justo, sendo fonte de inspiração mesmo não estando mais entre nós.

À minha mãe, por toda doçura, carinho, cuidado e dedicação que sempre teve por mim e por todos, por me apoiar e fortalecer com suas orações em cada momento de minha vida.

Ao meu irmão, meu herói e grande exemplo de vida, por estar sempre à disposição para ajudar e apoiar.

À minha irmã Ivone, por toda energia, garra, astúcia e fibra. Por sempre me motivar a ser alguém melhor.

À minha irmã Luceli, por me compreender e acreditar em mim nos momentos em que até eu mesmo duvido, e por me fazer ver o lado bom de todas as coisas.

Às minhas sobrinhas Letícia e Lavínia, por serem a alegria de nossa família.

A todos os meus familiares e amigos, que fazem parte de minha vida e minha história.

Ao meu professor e orientador Dr. Sérgio de Morais Hanriot, por compartilhar conhecimentos, informações e experiências.

Ao professor Dr. Osmano Valente, por toda colaboração e ensinamentos.

A todos os meus professores e mestres, em particular aos mestres e amigos Marco Aurélio e Alex de Oliveira, por todo apoio prestado.

Aos amigos Vinícius, Bruno, André Marcelino, Victor, Rodolfo, Arthur e todos os companheiros de laboratório, por todo auxílio prestado.

Aos técnicos de laboratório Lucas, Pedro, André, Tiago, Ítalo e Alexandro, por todo apoio e atenção.

À CAPES, pela concessão da bolsa de estudos que tornou possível concretizar este sonho.

À PUC Minas, pela minha admissão no programa de pós-graduação.

RESUMO

Este trabalho avalia o desempenho e emissões de poluentes de um conjunto moto-gerador, equipado com um motor de ignição por compressão adaptado para operar com injeção direta de etanol e óleo diesel realizada por sistemas separados. Os experimentos foram executados com cargas variando entre 15 kW e 37,5 kW, ângulo de injeção de etanol de 40º CA antes do ponto morto superior (APMS) e ângulo de injeção de óleo diesel de 23º CA APMS. O óleo diesel foi substituído por etanol em percentuais de massa variando entre 52% e 59%, sendo que o etanol foi sobre hidratado com água destilada em percentuais de massa variando de 7% até 30%. As emissões e desempenho do motor apresentaram comportamentos distintos, variando conforme carga e teor de hidratação. Foi possível operar o motor por intervalo de tempo maior em cargas altas, sem a ocorrência do desligamento automático por superaquecimento. Os resultados indicaram reduções significativas nas emissões de óxidos de nitrogênio (NOx) e opacidade da fumaça para todas as misturas utilizadas quando comparadas com o óleo diesel. Foi observado uma redução de aproximadamente 3,8% no consumo específico de combustível operando com etanol sobre hidratado em cargas altas, seguido de um aumento de até 5% na eficiência de conversão de combustível do motor nesta faixa. Foi constatado atraso de ignição com a utilização do etanol hidratado, sendo que este não variou de forma significativa com o volume de hidratação do combustível, mas sim com a carga de operação. Constatou-se também que a presença de maior volume de água no combustível favoreceu o aumento da pressão no cilindro em cargas maiores. Esta pesquisa mostrou que a utilização de misturas de combustível contendo óleo diesel e etanol sobre hidratado, injetados diretamente por sistemas separados, pode favorecer a redução de emissões de gases poluentes. A técnica utilizada pode também contribuir para a redução da dependência de combustíveis derivados de petróleo, seguido de uma possível redução do custo de produção do combustível renovável, sem prejuízo ao desempenho do motor.

Palavras-chave: Motor Diesel. Etanol sobre hidratado. Injeção direta. Emissões.

ABSTRACT

This research evaluates the performance and pollutant emissions of a motor-generator set, equipped with a compression ignition engine adapted to operate with direct injection of ethanol and diesel oil. Fuel injection was performed by separate systems. The experiments were carried out with loads varying from 15 kW to 37.5 kW, ethanol injection angle of 40 º CA before the top dead center (BTDC) and 23 º CA BTDC diesel injection angle. The diesel fuel was replaced by ethanol mass percentages from 52% to 59%, with ethanol being over hydrated from 7% to 30% by water mass. The emissions and performance of the engine presented different behaviors, varying according to load and hydration content. It was also possible to operate the motor for longer time at high loads, without occurrence of automatic shutdown due to overheating. The results showed significant reductions in the emissions of nitrogen oxides (NOx) and smoke opacity for all the fuel mixtures used. An approximately 3.8% reduction in specifc fuel consumption was observed with ethanol over hydrated at high loads, followed by 5% increase in engine fuel conversion efficiency in this range. The occurrence of ignition delay with the use of hydrated ethanol did not vary significantly with the hydration volume, but it varies with the operating load. It was also verified that the presence of a higher volume of water in the fuel favored in-cylinder pressure increase at higher loads. This research indicated that the use of fuel mixture containing diesel oil and ethanol/water blend directly injected by separate systems can favor the reduction of the emissions, as well as reducing reliance on petroleum-based fuels, followed by a possible cost reduction in this renewable fuel production, without prejudice to the performance of the engine.

Keywords: Diesel engine. Over hydrated ethanol. Direct injection. Emissions.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Sistema de injeção direta de combustível.....90
FIGURA 2 – Ponto de injeção de combustível.....92
FIGURA 3 – Fluxograma de atividades..... 102
FIGURA 4 – Conjunto motor gerador MWM 229D4.....103
FIGURA 5 – Sistema de injeção de combustível 104
FIGURA 6 – Diagrama dos dispositivos de medição e monitoramento 106
FIGURA 7 – Diagrama de injeção de combustível..... 108

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Dependência externa de petróleo..... 48
TABELA 2 – Projeção da oferta interna em toneladas equivalentes de petróleo (tep) 49
TABELA 3 – Participação nas emissões de gases do efeito estufa (GEE) em sistemas isolados ($MtCO_2$).....51
TABELA 4 – Composição das misturas de combustível..... 109

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 – Déficits e superávits de derivados de petróleo (2015).....50
GRÁFICO 2 – Carga x substituição de combustível 117
GRÁFICO 3 – Carga x consumo de combustível 118
GRÁFICO 4 – Carga x consumo específico de combustível 119
GRÁFICO 5 – Carga x eficiência de conversão de combustível 120
GRÁFICO 6 – Carga x temperatura dos gases de exaustão 121
GRÁFICO 7 – Carga x pressão média indicada (pmi) 122
GRÁFICO 8 – Carga x emissões específicas de CO_2 123
GRÁFICO 9 – Carga x emissões específicas de CO 124
GRÁFICO 10 – Carga x emissões específicas de O_2 125
GRÁFICO 11 – Carga x emissões específicas de NOx 126
GRÁFICO 12 – Carga x emissões específicas de NO 127
GRÁFICO 13 – Carga x emissões específicas de THC 128
GRÁFICO 14 – Carga x opacidade da fumaça 129
GRÁFICO 15 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 15 kW) 131
GRÁFICO 16 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 20 kW) 131
GRÁFICO 17 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 25 kW) 132
GRÁFICO 18 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 30 kW) 133
GRÁFICO 19 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 32,5 kW) 134
GRÁFICO 20 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 35 kW) 134
GRÁFICO 21 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 37,5 kW) 135

LISTA DE QUADROS

QUADRO 1 – Resumo do estado da arte..... 83
QUADRO 2 – Característica do grupo motor-gerador..... 103

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABE	Acetona, butanol e etanol,
ABNT	Associação brasileira de normas técnicas
ANP	Agência nacional do petróleo, gás natural e biocombustíveis
APMS	Antes do ponto morto superior
BEN	Balanço energético nacional
°CA	Ângulo do eixo de manivela (do inglês, Crank angle)
CI	Ignição por compressão (do inglês, compression ignition)
CNPE	Conselho nacional de políticas energéticas
CO	Gás carbônico
CO_2	Dióxido de carbono
CONAMA	Conselho nacional do meio ambiente
DPMS	Depois do ponto morto superior
EAC	Etanol anidro combustível
EHC	Etanol hidratado combustível
EHCP	Etanol hidratado combustível premium
GEE	Gases de efeito estufa
GLP	Gás liquefeito de petróleo
HC	Hidrocarbonetos
HP	Unidade de potência inglesa (do inglês, *Horse power*)
HRR	Taxa aparente líquida da liberação de calor
IMEP	Pressão média efetiva indicada
INMETRO	Instituto nacional de metrologia, qualidade e tecnologia
INPM	Instituto nacional de pesos e medidas
$MtCO_2$	Tonelada métrica de dióxido de carbono
NIPLE	Núcleo interdisciplinar de planejamento estratégico
NOx	Óxidos de nitrogênio
OMM	Organização metrológica mundial
PC	Poder calorífico
PCI	Poder calorífico Inferior

PCS	Poder calorífico superior
PID	Proporcional integral derivativo
PM	Material particulado
PMI	Ponto morto superior
pmi	Pressão média indicada
PMS	Ponto morto superior
PNE	Plano nacional de energia
ppm	Partícula por milhão
PROCONVE	Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores
PWM	Modulador por largura de pulso (do inglês, *Pulse width modulation)*
RPM	Revoluções por minuto
SI	Ignição por centelha
TDC	Ponto morto superior (do inglês, Top dead Center)
Tep	Tonelada equivalente de petróleo
THC	Hidro carbonetos totais

LISTA DE SÍMBOLOS

A/F	Razão ar/combustível
E_{Lmo}	Erro de leitura percentual do medidor de opacidade, conforme catálogo;
E_{LmPcil}	Erro de leitura do medidor de pressão do cilindro [kPa];
E_{LmTGE}	Erro de leitura do medidor de temperatura dos gases de exaustão [°C];
h_{fH_2O}	Entalpia específica de formação [kJ/kg];
IA	Incerteza tipo “A”;
IA_{cc}	Incerteza tipo “A” do consumo de combustível [kg/h];
IA_{ce}	Incerteza tipo “A” do consumo específico de combustível [g/kW.h];
IA_{ECC}	Incerteza tipo “A” da eficiência da conversão de combustível [%];
$IA_{EE_{CO}}$	Incerteza tipo “A” da emissão específica de CO [g/kW.h];
$IA_{EE_{CO_2}}$	Incerteza tipo “A” da emissão específica de CO_2 [g/kW.h];
$IA_{EE_{NO}}$	Incerteza tipo “A” da emissão específica de NO [g/kW.h];
$IA_{EE_{NO_x}}$	Incerteza tipo “A” da emissão específica de NO_x [g/kW.h];
$IA_{EE_{O_2}}$	Incerteza tipo “A” da emissão específica de O_2 [g/kW.h];
$IA_{EE_{THC}}$	Incerteza tipo “A” da emissão específica de THC [g/kW.h];
IA_{Pcil}	Incerteza tipo “A” da medição de pressão do cilindro [kPa];
IA_{PM}	Incerteza tipo “A” da opacidade da fumaça [%];
IA_{Sc}	Incerteza tipo “A” da substituição de combustível [kg];
IA_{TA}	Incerteza tipo “A” do teor alcoólico [INPM];

IA_{TGE} Incerteza tipo “A” da medição de temperatura dos gases de exaustão [°C];

IB Incerteza tipo “B”;

IB_{cc} Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

IB_{ce} Incerteza tipo “B” do consumo específico de combustível [g/kW.h];

IB_{ECC} Incerteza tipo “B” da eficiência da conversão de combustível [%];

$IB_{EE_{CO}}$ Incerteza tipo “B” da emissão específica de CO [g/kW.h];

$IB_{EE_{CO_2}}$ Incerteza tipo “B” da emissão específica de CO_2 [g/kW.h];

$IB_{EE_{NO}}$ Incerteza tipo “B” da emissão específica de NO [g/kW.h];

$IB_{EE_{NO_x}}$ Incerteza tipo “B” da emissão específica de NO_x [g/kW.h];

$IB_{EE_{O_2}}$ Incerteza tipo “B” da emissão específica de O_2 [g/kW.h];

$IB_{EE_{THC}}$ Incerteza tipo “B” da emissão específica de THC [g/kW.h];

IB_{Pb} Incerteza tipo “B” da medição de potência [kW];

IB_{Pcil} Incerteza tipo “B” da medição de pressão do cilindro [kPa];

IB_{PM} Incerteza tipo “B” da emissão de matérias particulados [%];

$IB_{Sc.}$ Incerteza tipo “B” da substituição de combustível [kg];

IB_{TA85} Incerteza tipo “B” do teor alcoólico para valores de até 85 INPM [INPM];

$IB_{TA<85}$ Incerteza tipo “B” do teor alcoólico para valores de INPM inferiores a 85 [INPM];

IB_{TGE} Incerteza tipo “B” da medição de temperatura dos gases de exaustão [°C];

IC Incerteza combinada;

IE_c Incerteza expandida do consumo de combustível [kg/h];

IE_{ce} Incerteza expandida do consumo específico de combustível [g/kW.h];

IE Incerteza expandida;

IE_{CC} Incerteza expandida da eficiência da conversão de combustível [%];

$IE_{E_{CO}}$ Incerteza expandida da emissão específica de CO [g/kW.h];

$IE_{E_{CO_2}}$ Incerteza expandida da emissão específica de CO_2 [g/kW.h];

$IE_{E_{NO}}$ Incerteza expandida da emissão específica de NO [g/kW.h];

$IE_{E_{NO_x}}$ Incerteza expandida da emissão específica de NO_x [g/kW.h];

$IE_{E_{O_2}}$ Incerteza expandida da emissão específica de O_2 [g/kW.h];

$IE_{E_{THC}}$ Incerteza expandida da emissão específica de THC [g/kW.h];

$Int.Aq$ Intervalo de aquisições [segundos];

IE_{Pcil} Incerteza expandida da medição de pressão do cilindro [kPa];

IE_{PM} Incerteza expandida da emissão de materiais particulados [%];

$IE_{Sc.}$ Incerteza expandida da substituição de combustível [%];

IE_{TA} Incerteza expandida do teor alcoólico [INPM];

IE_{TGE} Incerteza expandida da medição de temperatura dos gases de exaustão [°C];

K Fator de abrangência;

K_i Coeficiente “t” de student no certificado do gás padrão;

L_{St} Razão de ar estequiométrico;

m_c Massa de combustível [kg];

$\dot{m}CO$ Vazão de massa de CO [g/h];

$\dot{m}_d$	Vazão de massa de óleo diesel [kg/h];
$\dot{m}_{d,corresp}$	Vazão de massa de óleo diesel correspondente [g/h];
$\dot{m}_{d0}$	Vazão de massa de óleo diesel no modo padrão [kg/h];
$\dot{m}_e$	Vazão de massa de etanol [kg/h];
$\dot{m}_f$	Vazão de massa de combustível [kg/h];
MEA	Massa de etanol absoluto [kg];
MESH	Massa de etanol sobre hidratado [kg];
MH2O	Massa de água destilada [kg];
m_{H_2O}	Massa de água introduzida ou produzida na queima [kg];
m_L	Massa de ar no cilindro [kg];
$m_{L.St}$	Massa de ar abaixo das condições estequiométricas [kg];
$\dot{m}NOx$	Vazão de massa de NOx [g/h];
$\dot{m}PM$	Vazão de massa de PM [g/h];
$\dot{m}THC$	Vazão de massa de THC [g/h];
n	Número de amostras (testes);
η_t	Eficiência de conversão de combustível [%];
$\eta_{t,d}$	Eficiência de conversão de combustível modo bicombustível [%];
P_b	Potência produzida [kW];
PCI	Poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];
PCI_d	Poder calorífico inferior do óleo Diesel [MJ/kg];
PCI_e	Poder calorífico inferior do etanol [MJ/kg];
pmi	Pressão média indicada [kPa];
R_c	Razão de compressão;

R_{esolAe} Resolução do analisador de energia [kW];

$R_{esol.An..CO}$ Resolução do analisador de CO [%];

$R_{esol.An.NO}$ Resolução do analisador de NO [%];

$R_{esol.An.NO_x}$ Resolução do analisador de NO_x [%];

$R_{esol.An..O_2}$ Resolução do analisador de O_2 [%];

$R_{esol.An.THC}$ Resolução do analisador de THC [%];

R_{esolBd} Resolução da balança de óleo diesel [kg];

R_{esolBe} Resolução da balança de etanol [kg];

$R_{esol.Placa.Orifício}$ Resolução da placa de orifício [kg/h];

$R_{esolPcil}$ Resolução do medidor de pressão do cilindro [kPa];

R_{esolPM} Resolução do medidor de opacidade [%];

$R_{esolTGE}$ Resolução do medidor de temperatura dos gases de exaustão [°C];

s_{TA} Desvio padrão das medições de teor alcoólico [INPM];

S Desvio padrão amostral;

s_{cc} Desvio padrão das medições de consumo de combustível [kg];

s_{ce} Desvio padrão das medições de consumo específico de combustível [g/kW.h];

sCO Emissões específicas de CO [g/kW.h];

s_{ECC} Desvio padrão das medições de eficiência de conversão de combustível [%];

$s_{EE_{CO}}$ Desvio padrão das medições de emissões específicas de CO [g/kW.h];

$s_{EE_{CO_2}}$ Desvio padrão das medições de emissões específicas de CO_2 [g/kW.h];

$s_{EE_{NO}}$ Desvio padrão das medições de emissões específicas de NO [g/kW.h];

$s_{EE_{NO_x}}$ Desvio padrão das medições de emissões específicas de NO_x [g/kW.h];

$s_{EE_{O_2}}$ Desvio padrão das medições de emissões específicas de O_2 [g/kW.h];

$s_{EE_{THC}}$ Desvio padrão das medições de emissões específicas de THC [g/kW.h];

SFC Consumo específico de combustível [g/kW.h];

SFC_{eq} Consumo específico equivalente [g/kW.h];

$sNOX$ Emissões específicas de NOx [g/kW.h];

sPM Emissões específicas de PM [g/kW.h];

s_{Pcil} Desvio padrão das medições de pressão do cilindro [kPa];

s_{PM} Desvio padrão das medições de emissões de materiais particulados [%];

s_{Sc} Desvio padrão das medições de substituição de combustível [kg];

s_{TGE} Desvio padrão das medições de temperatura dos gases de exaustão [°C];

$sTHC$ Emissões específicas de THC [g/kW.h];

t_{est} Coeficiente “t” de student;

uB_d Componente (retangular) da incerteza da balança de óleo diesel [kg];

uB_e Componente (retangular) da incerteza da balança de etanol [kg];

u_{ei} Incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

$uI_{EE_{CO}}$ Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de CO [%];

$uI_{EE_{NO}}$ Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de NO [%];

$uI_{EE_{NO_x}}$ Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de NO_x [%];

$uI_{EE_{O_2}}$ Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de O_2 [%];

$uI_{EE_{THC}}$ Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de THC [%];

u_{IRL} Componente (retangular) da incerteza de correção do cálculo [INPM];

$u\dot{m}_{ar}$ Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$u\dot{m}_{c}$ Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$u_{gaspad.}$ Componente (retangular) da incerteza do gás CO_2 padrão [%];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

u_{ρ} Componente (retangular) da incerteza de medição da densidade [g/ml];

uP_b Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

ut Componente (retangular) da incerteza do tempo medido [horas];

$u_{T_{am}}$ Componente (retangular) da incerteza de medição da temperatura da amostra [°C];

v_d Volume deslocado [m^3];

v_c Volume da câmara de compressão [m^3];

$\bar{X}$ Média das medições de substituição de combustível [kg];

$\overline{X}_{kW}$ Média das medições de potência [kW];

Wi	Trabalho indicado por ciclo [kJ];
λ	Razão de equivalência de mistura ar/combustível;
ω	Rotações por segundo;
τ	Torque [N.m];

Sumário

1. INTRODUÇÃO 47
1.1. Objetivo 49
1.2. Justificativa 50

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 53
2.1 Vantagens da utilização do etanol como combustível 53
2.2 Desvantagens da utilização do etanol como combustível 56
2.3 Motores operando com misturas de combustível contendo etanol, óleo Diesel e/ou biodiesel com e sem presença de aditivos 57
2.4 Simulações numéricas utilizando etanol como combustível ou em mistura com óleo Diesel em motores de ignição por compressão 80
2.4 Estado da arte 82

3. CONCEITUAÇÃO TEÓRICA 85
3.1 Combustíveis e características 85
3.1.1 Óleo diesel 86
3.1.3 Etanol 87
3.2 Mistura ar/combustível 87
3.3 Motores a combustão interna 88
3.3.1 Sistemas de injeção de combustível 89
3.3.2 Ponto de injeção de combustível 91
3.3.3 Razão de compressão 92
3.3.4 Detonação 93
3.4 Parâmetros de desempenho de motores de combustão interna 93
3.4.1 Potência 93
3.4.2 Eficiência de conversão de combustível 94
3.4.3 Consumo específico 95
3.4.4 Pressão média indicada (pmi) 96
3.4.5 Taxa de liberação de calor (TLC) 96
3.5 Emissões e poluentes 97
3.5.1 Emissões específicas 98
3.5.2 Formação de monóxido de carbono (CO) 99
3.5.3 Formação de óxidos de nitrogênio (NOx) 99
3.5.4 Emissões de THC 99
3.5.5 Emissões de CO2 100
3.5.6 Emissões de material particulado (PM) 100

4. METODOLOGIA 101
4.1 Fluxograma de atividades 101
4.3 Características do motor utilizado 101
4.4 Calibração dos bicos injetores de etanol 106
4.5 Definição dos pontos de injeção de etanol e óleo diesel 107
4.5 Hidratação do etanol 107
4.6 Dados coletados 109
4.7 Procedimento para realização dos testes experimentais 112

4.8 Cálculo de incerteza dos resultados de medição 113
4.9 Normalização dos resultados de potência e consumo específico 114

5. RESULTADOS 115
5.1 Proporção de substituição de combustível 115
5.2 Consumo de combustível 116
5.3 Eficiência de conversão de combustível 118
5.4 Temperatura dos gases de exaustão 120
5.5 Pressão média indicada (pmi) 121
5.6 Emissões específicas 121
5.7 Variação de pressão na câmara de combustão e taxa de liberação de calor 129

6. CONCLUSÕES 135

REFERÊNCIAS 137

APÊNDICE I – TEOR ALCOÓLICO 150

APÊNDICE II – DADOS DE CALIBRAÇÃO DOS BICOS INJETORES DE ETANOL E PLANO DE TESTE 151

APÊNDICE III – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO 152

APÊNDICE IV - RECURSOS NECESSÁRIOS 170

ANEXO I – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ÓLEO DIESEL 171

ANEXO II – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ETANOL 173

ANEXO III – ANÁLISE DAS PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS 174

1. INTRODUÇÃO

O aumento das emissões de poluentes e a degradação do meio ambiente têm sido tema de discussões nos últimos anos. A Organização Metrológica Mundial (OMM) registrou que as concentrações de gases causadores do efeito estufa aumentaram a uma velocidade recorde entre os anos de 2015 e 2016. Antes disso, o Ministério do Meio Ambiente já havia estimado que 96 milhões de toneladas de CO_2 foram emitidas no Brasil somente no ano de 2012, a partir da frota circulante de mais de 50 milhões de veículos leves naquele período (CANDIDO, 2016).

A indústria automobilística no país, instalada desde 1957 é a sétima do mundo, e produz cerca de 20% do produto interno bruto nacional. Isso levou o governo brasileiro a criar programas de incentivo com o objetivo de estimular investimentos em pesquisa e desenvolvimento, evoluir a tecnologia industrial básica, capacitar fornecedores e promover o aumento da eficiência energética de veículos automotores. Em 1986 o Conselho Nacional de Meio Ambiente (CONAMA) instituiu o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), com o objetivo de reduzir os níveis de emissões de poluentes, estabelecendo padrões para controle da qualidade ambiental, principalmente em grandes centros urbanos (LEÃO & GOULART, 2012).

Dentre os programas criados, destaca-se o Programa de Incentivo a Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores INOVAR-AUTO, que teve validade até dezembro de 2017, e será substituído pelo ROTA 2030, conforme determinado pelo Ministério da Indústria, Comércio Exterior e Serviços. Este novo programa terá políticas que visam atender não só ao mercado interno, mas também ao global.

Em meio a restrições que visam à melhoria da qualidade do ar com incentivos à redução de emissões de poluentes, as montadoras estão investindo em tecnologias para aumentar o rendimento dos motores de combustão interna e minimizar impactos ambientais. Duas alternativas que vêm sendo adotadas com maior intensidade nos últimos anos merecem destaque, sendo a primeira o *downsizing*, onde motores menores, sobre alimentados, são

empregados no lugar de motores maiores (PASTORELLI, 2015); a segunda é a utilização de combustíveis alternativos derivados de fontes renováveis.

No que se refere a combustíveis, cerca de 40% dos combustíveis disponíveis para veículos leves e 7% para veículos de médio e grande porte são renováveis no Brasil. O biodiesel teve sua primeira patente registrada no país no ano de 1983. Já o etanol, usado como combustível no Brasil desde 1920 obteve destaque em 1975 com o programa Pro - Álcool, que tinha por objetivo reduzir o volume de importação de petróleo. Naquela época, cerca de 80% do petróleo consumido no país era importado, como mostra a Tabela 1.

TABELA 1 – Dependência externa de petróleo (10^3 tep)

ANO	OFERTA INTERNA BRUTA			DEPENDÊNCIA EXTERNA (%)
	TOTAL	PETRÓLEO	PART. (%)	
1971	69.536	27.222	39,1	70,8
1974	87.756	41.479	47,3	79,8
1978	106.793	54.692	51,2	84,7
1979	112.503	56.916	50,6	85,7
1984	132.248	55.555	42	58,1

Fonte: Adaptado de PNE – 2016

Com o aumento da produção interna de petróleo, a retirada dos subsídios governamentais e a desregulamentação do mercado de combustíveis renováveis, várias usinas de produção de álcool combustível foram fechadas, reduzindo a competitividade comercial do etanol perante a gasolina em meados dos anos 1980. O interesse pelo etanol só foi impulsionado novamente no ano de 2002, quando os preços do petróleo no mercado internacional tiveram expressivo aumento.

Ao observar esta tendência no mercado brasileiro, as montadoras começaram a trabalhar no desenvolvimento de motores flexíveis, capazes de funcionar tanto com etanol quanto com gasolina. A disponibilidade destes motores em conjunto com a redução dos custos de produção do etanol em quase 70% em relação ao ano de 1975 (LEITE e LEAL 2007) permitiu que este combustível se tornasse novamente competitivo frente à gasolina, passando a compor a matriz energética do país, como ilustra a tabela 2.

TABELA 2 – Projeção da oferta interna em tonelada equivalente de petróleo (tep)

FONTE	2005	2010	2020	2030
ENERGIA NÃO RENOVÁVEL	**121.349**	**159.009**	**216.007**	**297.786**
PETRÓLEO E DERIVADOS	84.553	97.025	119.136	155.907
GÁS NATURAL	20.526	37.335	56.693	86.531
CARVÃO MINERAL E DERIVADOS	13.721	20.014	30.202	38.404
URÂNIO (U_3O_8) E DERIVADOS	2.549	4.635	9.976	16.944
ENERGIA RENOVÁVEL	**97.314**	**119.999**	**182.430**	**259.347**
HIDRÁULICA E ELETRICIDADE	32.379	37.800	54.551	75.067
LENHA E CARVÃO VEGETAL	28.468	28.151	28.069	30.693
CANA DE AÇÚCAR E DERIVADOS	**30.147**	**39.330**	**69.475**	**103.026**
OUTRAS FONTES PRIMÁRIAS RENOVÁVEIS	6.320	14.718	30.335	50.561
TOTAL	**218.663**	**279.008**	**398.437**	**557.133**

Fonte: Adaptado da Matriz Energética Brasileira – 2016

Uma alternativa para reduzir emissões de poluentes, cumprindo a legislação ambiental sem perda de desempenho e competitividade econômica em motores de combustão interna, é aliar a utilização de motores com melhor eficiência energética à técnica de utilização de combustíveis derivados de fontes renováveis. Vários pesquisadores, tais como Valente (2007), Zhu et al (2011) e Morais (2016) destacam o motor do ciclo Diesel como sendo um dos motores de combustão interna de maior eficiência energética.

Esta pesquisa avalia as emissões gasosas, o desempenho e consumo específico de um motor Diesel operando com injeção direta simultânea por sistemas separados de etanol hidratado com teor acima da especificação da Agência Nacional de Petróleo (Resolução ANP n°19/2015) e óleo diesel B8.

1.1. Objetivo

O objetivo geral deste trabalho é avaliar as emissões gasosas e desempenho de um motor de ignição por compressão operando com injeção direta de etanol e óleo diesel. O etanol será hidratado acima da especificação da ANP (aqui denominado sobre hidratado).

Os objetivos específicos desta pesquisa podem ser assim descritos:

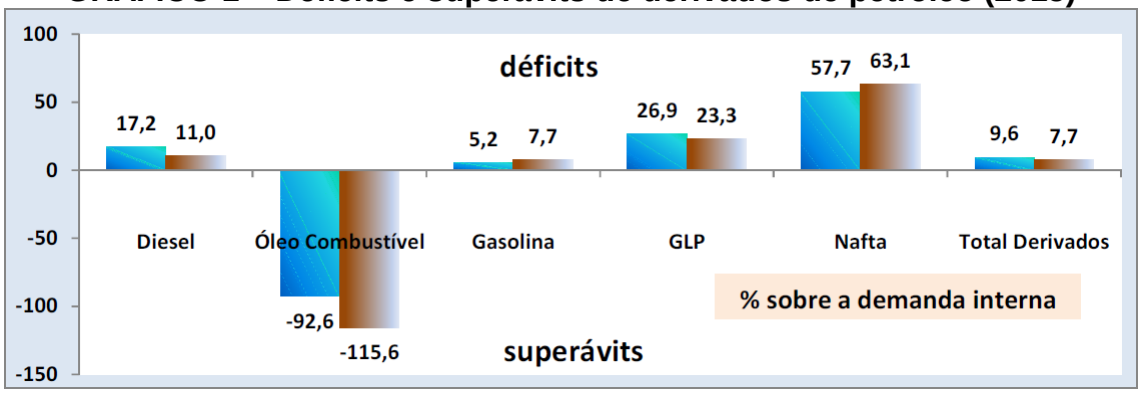
a) Efetuar injeção direta de etanol sobre hidratado com até 30% de massa de água por sistema separado, simultaneamente à injeção direta de óleo diesel B8;

b) Substituir 40% da energia de óleo diesel B8 por energia equivalente de etanol sobre hidratado;
c) Realizar medições de emissões gasosas (HC, CO, CO_2, NOx e opacidade da fumaça expelida), consumo específico, pressão na câmara de combustão, potência gerada e temperatura dos gases de exaustão para cada condição de teste;
d) Comparar os resultados obtidos com os dados do motor em operação utilizando óleo diesel B8;

1.2. Justificativa

As informações publicadas pelo Ministério de Minas e Energia (gráfico 1) mostram que, mesmo sendo autossuficiente em petróleo, o Brasil possui déficits significativos em derivados, tais como óleo diesel, gasolina, gás liquefeito de petróleo (GLP) e nafta. Os dados em vermelho representam o montante de importação que era estimado, enquanto os dados em azul representam o montante real importado no ano de 2015. A necessidade da importação destes insumos impacta de forma negativa no preço final ao consumidor.

GRÁFICO 1 – Déficits e superávits de derivados de petróleo (2015)



Fonte: Ministério de Minas e Energia - 2016

Os dados publicados mostram um crescimento gradativo do volume de importação de óleo diesel, sendo que mais de 11 milhões de metros cúbicos foram importados somente no ano de 2014, representando um total de 18% de

todo o óleo diesel usado no país naquele período, onde deste montante, mais de 73% foi destinado ao setor de transportes (BEN 2015).

Sistemas de produção de energia isolados, localizados em sua maioria nas regiões norte e nordeste do país, também são profundamente dependentes do óleo diesel como combustível para geração de energia elétrica. Esta técnica de produção de energia além de economicamente inviável, também gera fortes impactos ambientais (VELAZQUEZ, 2014). A Tabela 3 mostra que o óleo diesel é responsável por mais de 70% dos gases de efeito estufa gerados em sistemas isolados.

TABELA 3 – Participação nas emissões de gases do efeito estufa (GEE) em sistemas isolados ($MtCO_2$)

Combustível Fóssil	Ano					Participação (%)
	2011	2012	2013	2014	2015	
Óleo Leve PTE	0,11	0,04	0,04	0,05	0,02	0,5
Óleo PGE	0,23	0,25	0,35	0,42	0,11	2,5
Óleo Combustível	1,22	0,85	0,56	0,14	0,06	1,4
Gás Natural	1,03	1,53	1,77	2	0,93	22,2
Óleo Diesel	4,51	4,91	4,8	4,69	3,08	73,4
Total	**7,11**	**7,58**	**7,51**	**7,3**	**4,2**	**100**

Fonte: Adaptado do Anuário Estatístico de Energia Elétrica - 2016

Santos (2012) descreve que os gastos anuais com saúde ligados a doenças respiratórias, ocasionadas por poluentes emitidos por motores Diesel empregados no transporte público em grandes centros urbanos, podem ser reduzidos em até U$ 133 milhões se o óleo diesel for substituído por etanol. Em contrapartida, pesquisas indicam que motores de grande porte utilizam cerca de 60% mais etanol do que óleo diesel para percorrer a mesma distância, devido à diferença de energia contida nos combustíveis (HANSEN et al. 2005, MOREIRA, 2009 e ROSO, 2016).

Sari (2017) cita que a utilização de combustível sobre hidratado proporciona uma economia direta no processo de obtenção destes, mesmo que esta prática resulte na obtenção de um produto com menor poder calorífico. Uma vez que não existem incentivos e subsídios governamentais significativos para tornar a utilização do etanol economicamente vantajosa frente ao óleo diesel, uma opção interessante seria hidratá-lo acima das especificações da

ANP, reduzindo seu custo de produção, desde que esta prática não provoque prejuízo operacional ou ambiental.

Como resultados esperados neste trabalho, citam-se redução nas emissões de NOx e redução da opacidade da fumaça expelida com o aumento da hidratação do etanol, seguidos de um aumento no consumo de combustível.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta diversas pesquisas que abordam a utilização de combustíveis alternativos, seja como mistura aos combustíveis fósseis ou em substituição total a eles.

2.1 Vantagens da utilização do etanol como combustível

No intuito de se fazer um balanço entre energia gerada e emissões de gases de efeito estufa no processo de produção e utilização do etanol no Brasil, Macedo (1998) realizou uma pesquisa avaliando as emissões de poluentes na queima do bagaço e folhas após a colheita. Foram avaliadas ainda as emissões de metano nos processos de silagem, emissões de CO_2 na queima do etanol em motores de combustão interna e emissões de N_2O do solo. O autor descreve que o dióxido de carbono gerado na queima do etanol em motores de combustão interna e queima do bagaço de cana na geração de energia são completamente reciclados no ciclo de crescimento da planta, através do processo natural de fotossíntese. Em conclusão, o autor relata que a redução geral de emissões de CO_2, considerando toda cadeia produtiva, correspondeu a 20%.

Caro et al. (2001) relatam que pesquisas envolvendo misturas de etanol no óleo diesel aconteceram pela primeira vez na África do Sul em 1970, sendo esta prática apontada como grande aliada na redução de emissões de poluentes nos dias de hoje. Já as pesquisas que abordam a utilização de etanol puro em motores do ciclo diesel tiveram início no ano de 1985 com uma empresa sueca que lançou os primeiros ônibus movidos a etanol, empregados no transporte público em Estocolmo em 1989, com o objetivo de reduzir o volume de poluição na região. Estocolmo contava com uma frota de aproximadamente 600 ônibus com motores do ciclo diesel movidos a etanol no ano de 2009, tornando-se referência mundial deste tipo de empreendimento.

Santos (2004) cita que a cada 5% de combustível renovável usado em substituição ao óleo diesel consumido no país, uma economia anual da ordem de 350 milhões de dólares é gerada. O autor também ressalta o ganho

ambiental ao se utilizar o etanol em substituição a combustíveis derivados do petróleo, uma vez que o primeiro não emite compostos de enxofre.

Leite e Leal (2007) mostraram que o setor sucroalcooleiro está consolidado no país. A pesquisa mostra que cada hectare cultivado tem a capacidade de produzir uma média de 6000 litros de etanol por ano. Os autores ressaltam os benefícios do cultivo da fonte do combustível e a produção destes em regiões isoladas, tais como a redução de custos de transporte, contribuição para a economia local, fortalecimento da agricultura familiar e melhoria da inclusão social.

Macedo (2007) destaca que o etanol de cana de açúcar produzido no Brasil tem se mostrado como o combustível de maior capacidade de redução de emissões de poluentes, quando comparado aos outros combustíveis renováveis. O autor destaca o avanço da produção nos últimos anos, onde o uso mais eficiente da biomassa tem aumentado a variedade e o valor agregado dos produtos obtidos.

Em avaliação ao projeto *BEST,* que utiliza o etanol em substituição ao óleo diesel no transporte público urbano em São Paulo, Moreira (2009) relata uma série de vantagens para o país proporcionadas por esta prática, que vão da redução de emissões de poluentes à geração de novos campos de trabalho. O autor destaca que o projeto se encontrava em estágio experimental durante a pesquisa, abrangendo uma pequena frota de veículos.

Andrade et al. (2009) destacam o setor canavieiro como um dos impulsionadores da economia, contribuindo com cerca de 1,5% dos bens e serviços do país. Conforme os autores, o etanol derivado da cana de açúcar tem grande potencial de amenizar a crise energética, uma vez que o combustível obtido por este insumo oferece 370% mais energia que aquela gasta na sua obtenção. Outro dado importante é que o custo de produção do etanol independe de derivados de petróleo, pois a energia necessária no processo pode ser obtida com a queima do bagaço. Os autores destacam que o combustível apresenta características que proporcionam excelente desempenho nos motores de combustão interna, tais como larga faixa de inflamabilidade, grande poder antidetonante, elevado calor latente de vaporização, densidade superior à da gasolina e baixo ponto de fulgor.

Ao avaliar o balanço de emissões dos gases de efeito estufa no ciclo de vida do etanol, Silva (2010) relata que o etanol de cana de açúcar apresenta valores mais satisfatórios que a gasolina e o etanol de milho. Outro ponto destacado é o de a obtenção do combustível requerer menor aplicação de fertilizantes, devido ao uso da fertirrigação. Nesta técnica, co-produtos gerados no processo de destilação que não são utilizáveis como fonte de energia, tais como a vinhaça, são reaproveitados no processo de crescimento da planta.

Santos e Amaral (2013) relatam que se o subsídio econômico oferecido atualmente ao óleo diesel fosse redirecionado, mesmo que parcialmente, para os combustíveis renováveis, estes se tornariam comercialmente viáveis frente ao óleo diesel, impulsionando uma maior evolução tecnológica na produção e utilização de combustíveis que independem do petróleo, favorecendo a economia nacional e o meio ambiente. Os autores destacam as vantagens ao se utilizar combustíveis renováveis, dentre elas a não toxidade, redução de emissão de componentes aromáticos e a biodegradabilidade, além do fato de o etanol proporcionar maior limpeza da câmara de combustão.

Velazques et al. (2014) defendem que a geração de energia em comunidades isoladas a partir de recursos disponíveis no local é econômica e ecologicamente viável, pois além de gerar riqueza, diminui o fluxo migratório e contribui para o aumento do IDH da região. Também reduz a necessidade de importação de recursos, diminuindo o volume de emissões de CO_2 na atmosfera e o impacto ambiental provocado pela disposição inadequada de derivados de petróleo nos solos e rios.

Oliveira e Sodré (2016) citam que a utilização de etanol pode beneficiar empresas que utilizam grandes volumes de combustível, pois estas poderão vir a implantar usinas para consumo próprio, reduzindo custos de aquisição e transporte deste insumo. Citam ainda que tais empresas possam obter benefícios pela redução de emissões de poluentes, uma vez que o etanol é considerado praticamente neutro nas emissões de CO_2 quando considerado o ciclo completo, que vai da produção ao consumo do combustível.

Roso et al. (2016) relatam a viabilidade da produção particular de etanol por produtores que desejam utilizar este como combustível em seus equipamentos. Segundo os autores, o custo do combustível produzido pode ser

inferior a R$ 0,40 por litro, resultando em uma economia de até 78% em comparação a combustíveis derivados de petróleo.

Morais (2016) cita que estudos efetuados pelo Núcleo Interdisciplinar de Planejamento Estratégico – NIPLE mostram que o Brasil possui mais de 300 milhões de hectares disponíveis e apropriados ao cultivo de cana de açúcar, sendo 40% destas áreas localizadas na região nordeste do país, apontada como grande dependente do óleo diesel na produção de energia elétrica. Comparando os dados do BEN (2015) com os dados das pesquisas de Morais (2016) e Leite e Leal (2007), constata-se que seriam necessários menos de dois milhões de hectares de cultivo de cana de açúcar para tornar o mercado brasileiro independente da importação de óleo diesel.

Segundo Araújo (2017), o aproveitamento da biomassa na produção energética associado ao desenvolvimento de novos produtos derivados da cana de açúcar, tem o potencial de reduzir os custos de produção do combustível. Esta prática melhora a competitividade do etanol frente aos combustíveis fósseis, aumentando a oferta de energia e mitigando as emissões dos gases de efeito estufa. O autor relata que o setor possui importância fundamental para a economia local e nacional, pois é intensivo em mão de obra, representando 2% do PIB e mais de 1% dos empregos formais gerados, conforme dados do IBGE do ano de 2015. O percentual de empregos formais gerados pode subir para 7% ao se considerar os empregos indiretos associados ao setor. A pesquisa revela ainda que o etanol contribua para o superávit nas exportações, uma vez que 728 milhões de litros do combustível foram exportados para os EUA somente no ano de 2015.

2.2 Desvantagens da utilização do etanol como combustível

Xing-Cal et al (2004) destacam os problemas freqüentemente relatados quando se utilizam misturas de combustíveis contendo óleo diesel e etanol, como a solubilidade limitada do etanol no óleo diesel, viscosidade dinâmica inferior, e o fato de o etanol possuir baixo número de cetano, que atrapalha a auto-ignição em motores de ignição por compressão. Os resultados dos experimentos efetuados pelos autores indicam que o consumo específico de

combustível tende a ser maior ao utilizar misturas de etanol e óleo diesel, em comparação ao óleo diesel sem mistura. Este aumento no consumo específico de combustível é devido ao menor valor energético do etanol em relação ao óleo diesel, e acarreta em uma menor autonomia de funcionamento do motor. Moreira et al (2009) também relatam que o consumo do motor alimentado com etanol é cerca de 60% maior quando comparado ao óleo diesel.

Ao avaliar a influência do etanol combustível nas emissões de aldeídos e hidrocarbonetos expelidos nos gases de exaustão de motores leves, Souza et al (2013) relatam que a utilização do etanol hidratado tende a aumentar as emissões de aldeídos (acetaíldos e formaldeídos) em até 80% quando comparado a combustíveis derivados de petróleo. As emissões de hidrocarbonetos não queimados também tendem a aumentar, principalmente quando o motor opera a baixas temperaturas. Os autores destacam que aproximadamente 33% dos ensaios efetuados em motores flex operando com etanol hidratado apresentaram resultados de emissões de etanol não queimados relevantes à formação de ozônio troposférico.

Andrade et al (2009) e Roso et al (2016) destacam a existência da possibilidade de variação de disponibilidade do etanol no mercado brasileiro devido às variações de preço do açúcar e variação da capacidade de refino do petróleo no país. Em argumentação, os autores relatam as crises de abastecimento de etanol existentes na década de 1980 ocasionadas por estes fatores.

2.3 Motores operando com misturas de combustível contendo etanol, óleo diesel e/ou biodiesel com e sem presença de aditivos

Ajav et al. (1999) fizeram um estudo experimental no intuito de avaliar um motor estacionário de ignição por compressão que trabalha em velocidade constante, usando mistura de etanol hidratado e óleo diesel. No experimento, os autores utilizaram proporções de 5, 10, 15 e 20% de etanol misturado diretamente ao óleo diesel combustível. O motor também foi avaliado operando com diesel sem adição de etanol, no intuito de servir como parâmetro de comparação de resultados. Durante a pesquisa foi constatado que não houve

redução significativa no desempenho do motor para nenhuma das misturas avaliadas. Também foi observada uma redução na temperatura dos gases de exaustão e na temperatura dos óleos lubrificantes quando utilizando misturas contendo etanol. As emissões de CO e NOx foram inferiores em todas as faixas de mistura, sendo obtido uma redução de até 62% nas emissões de CO e até 24% nas emissões de NOx. No entanto, como fator negativo, ocorreu aumento de até 9% no consumo específico de combustível quando operando com misturas contendo 20% de etanol. Na operação com misturas contendo 5% de etanol não foi observado aumento significativo no consumo específico de combustível. Os autores registraram que o motor deu partida sem nenhuma dificuldade tanto a quente quanto a frio. Em conclusão, os autores asseguram que motores de ignição por compressão que trabalham a rotações constantes podem operar de modo satisfatório, sem nenhuma necessidade de alterações destes, com misturas contendo até 20% de etanol.

Caro et al. (2001) estudaram a aplicação de dois aditivos diferentes em misturas de combustível contendo etanol hidratado e óleo diesel. Foram utilizadas concentrações contendo 10% e 20% de etanol contendo de 2% de aditivo. Dois motores de combustão interna de ignição por compressão foram utilizados no experimento, sendo um operando com injeção direta e o outro com injeção indireta. O objetivo foi avaliar a eficácia dos aditivos selecionados quanto a solubilidade do etanol e melhoria da queima, conforme as características químicas e físicas da mistura proposta. Os resultados do experimento mostraram que a utilização dos aditivos contribuiu para uma redução na emissão de poluentes, assim como a regularização entre ciclos e atrasos de ignição em ambos os motores para todas as concentrações de misturas. Os aditivos ajudaram também na homogeneização das misturas e lubrificação de componentes do motor. Os autores concluíram ressaltando a viabilidade da utilização de misturas de etanol e óleo diesel com auxílio de aditivos.

Visando compreender as variações dos parâmetros de desempenho de um motor de ignição por compressão funcionando com misturas de etanol e óleo diesel, Rangel e Pereira (2002) efetuaram pesquisas envolvendo misturas ternárias, usando o butanol como co-solvente. A utilização do butanol foi

motivada pela baixa solubilidade do etanol anidro no óleo diesel, e devido a este componente também ser obtido da cana de açúcar. Várias misturas foram empregadas no experimento, alterando-se as concentrações de etanol e butanol em cada uma delas. Como resultado da pesquisa, os autores relataram perda de potência em todas as misturas analisadas, com exceção da mistura que utilizou 7% de etanol e 3% de butanol. Segundo os autores, estas perdas podem ser diretamente associadas ao menor valor energético e menor densidade das misturas em comparação ao óleo diesel. Uma redução foi observada na viscosidade aparente das misturas, que pode reduzir o poder de lubrificação do motor, acarretando na redução de sua vida útil. O consumo específico foi maior para todas as misturas analisadas, com exceção da mistura que utilizou 7,5% de etanol e 5% de butanol, que apresentou resultados melhores que o óleo diesel quando operando em plena carga nas velocidades de 1200 e 1800 rotações por minuto. Também foi observada uma redução nos depósitos de carbono na câmara de combustão, redução nas emissões de materiais particulados e nas emissões de componentes dos gases de escape. Por fim, um maior atraso na inflamação das misturas foi detectado devido a um menor índice de cetano, além de uma menor densidade e menor viscosidade cinemática. Em conclusão, os autores relatam a viabilidade da aplicação das misturas em larga escala apesar das desvantagens relatadas, principalmente aquelas que contem 7% de etanol e 3% de butanol, porém recomendam a execução de testes mais aprofundados abrangendo outros tipos de motores.

Xing-Cal et al. (2004) avaliaram a influência de um aditivo usado para aumentar o número de cetano em misturas de etanol e óleo diesel. O teste experimental foi feito em um motor de ignição por compressão sem nenhuma alteração quanto aos parâmetros de funcionamento, no qual foram aplicadas várias cargas de operação e várias proporções de misturas entre aditivo, etanol e óleo diesel. A pesquisa foi impulsionada pelo fato de o etanol estar sendo pesquisado em todo o mundo, como alternativa à redução de emissões em motores Diesel, seguido do lançamento de aditivos de baixo custo que melhoram os resultados de desempenho de misturas de combustível contendo etanol e óleo diesel. Os resultados do experimento indicam que o aditivo

melhorou a eficiência térmica e a emissão de gases, contribuindo para uma redução de NOx e material particulado. Em conclusão, os autores citam que o uso do aditivo contribuiu com reduções de emissões de poluentes e proporcionou resultados de desempenho próximo aos obtidos com o óleo diesel.

Santos et al. (2004) fizeram experimentos no intuito de avaliar a pressão no interior do cilindro de um motor de combustão interna, de ignição por compressão, trabalhando com misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol. Foram utilizadas misturas contendo 90% de óleo diesel com 10% de biodiesel e 80% de óleo diesel com 20% de biodiesel. Foi efetuada a injeção de etanol no coletor para ambos os casos. Os autores destacam que a utilização da mistura ternária de combustível teve por objetivo associar as características positiva de cada componente. O biodiesel proporcionou redução nas emissões de poluentes e o etanol melhorou o adensamento da massa de ar admitida, diminuindo a emissão de materiais particulados e melhorando o rendimento térmico. Em conclusão, foi citado que a utilização do etanol provocou diminuição no primeiro pico de pressão e aumento no segundo pico, indicando que uma maior parte do combustível foi queimada após o ponto morto superior. Segundo os autores, esta aproximação do segundo pico de pressão ao ponto morto superior resulta em um melhor rendimento térmico do motor.

Shi et al. (2005) verificaram as emissões de um motor de combustão interna de ignição por compressão operando com misturas de óleo diesel, etanol e biodiesel, sendo este último obtido a partir do óleo de soja misturado ao metil. Foram utilizadas três proporções de misturas, sendo a primeira contendo 20% de etanol e 80% de óleo diesel, a segunda com 20% de biodiesel e 80% de óleo diesel e a terceira com 20% de mistura de etanol e biodiesel e 80% de óleo diesel. Segundo os autores, apesar de o etanol ter limitações quanto a solubilidade no diesel, o volume de oxigênio presente no mesmo é muito superior ao biodiesel, favorecendo a redução de emissões de materiais particulados com mais eficiência. Por sua vez, o biodiesel tem propriedades surfactantes que estabiliza a mistura de etanol/óleo diesel sem necessidade de outros aditivos, além de possuir viscosidade dinâmica superior, compensando a perda de lubricidade pelo uso do etanol. Por sua vez, o etanol

melhora as propriedades de fluxo em baixas temperaturas do biodiesel, uma vez que o ponto de congelamento deste é de -3,8°C. Os resultados da pesquisa mostraram que os combustíveis oxigenados reduziram as emissões de poluentes, aumentando as emissões de NOx e THC, possivelmente pela influência do etanol, tanto no óleo diesel quanto no biodiesel. As misturas ternárias proporcionaram melhores resultados que as misturas de etanol/óleo diesel ou biodiesel/óleo diesel separadamente. Em conclusão, é citado a possibilidade de se utilizar dispositivos catalisadores apropriados para amenizar o efeito do aumento de emissões de NOx e THC, tornando a utilização da mistura ternária mais vantajosa.

Hansen et al. (2005) fizeram uma revisão de literatura no intuito de avaliar as propriedades e especificações de misturas de etanol e óleo diesel com ênfase no seu potencial comercial. Os autores descrevem que as propriedades das misturas têm efeito direto na segurança, no que se refere ao manuseio, transporte e estocagem do combustível, assim como na durabilidade, desempenho e emissões dos motores, sendo que o consumo específico tende a ser maior em uma taxa proporcional à redução da energia contida na mistura usada. Os dados da pesquisa mostram que os resultados variam conforme as características dos motores e cargas, sendo que as misturas podem ser empregadas em motores com ou sem alterações prévias. No entanto, pequenas adaptações no sistema de injeção proporcionam melhores resultados quanto à emissão de poluentes. Em conclusão, é relatada a necessidade de se estabelecer aditivos padronizados para cada característica de mistura antes da comercialização. É destacada a necessidade de se fazer estudos em conjunto com fabricantes para se confirmar a durabilidade dos motores mediante a utilização de misturas, principalmente no tocante a corrosão de peças e componentes. Os autores finalizam citando que o crescimento da utilização de combustíveis renováveis tende a favorecer a prática de comercialização de misturas pré-estabelecidas de combustíveis.

Motivados pelo fato de o óleo diesel não ser o combustível mais apropriado para queima direta em sistemas de secagem, Perez et al. (2006) avaliaram a possibilidade da substituição deste por etanol. A avaliação foi feita por meio de um estudo comparativo entre as características físicas e químicas,

quanto às propriedades termodinâmicas de atomização e formação de poluentes dos combustíveis. Os resultados mostraram que é possível utilizar o mesmo atomizador para ambos os combustíveis, desde que uma regulagem na pressão de injeção seja feita. Os dados apontam que o atomizador tende a obter uma melhor eficiência de combustão operando com etanol. Verificou se também que é possível utilizar a mesma câmara de combustão sem alterações da turbulência ou tempo de residência dos gases, obtendo redução de emissão de poluentes. Em resumo os autores concluem que o álcool etílico hidratado se mostra como um combustível alternativo ao óleo diesel para queima direta em sistemas de secagem. No entanto, os sistemas de lubrificação e injeção precisam ser modificados, sendo necessário reduzir a ação corrosiva do etanol, seja através da utilização de aditivos ou aplicação de materiais com melhor resistência a corrosão.

Rakopoulos et al. (2007) analisaram a eficiência térmica e as emissões de um motor de combustão interna de ignição por compressão operando com misturas de etanol hidratado e óleo diesel. Foram usadas as proporções de 5%, 10% e 15% de etanol adicionado ao combustível, nas quais cada mistura foi testada em quatro diferentes cargas de operação a uma rotação constante de 2000 rotações por minuto. Foram feitas análises quanto à taxa de emissões de poluentes, consumo específico e eficiência térmica para cada condição. Os resultados do experimento mostraram que a pressão máxima no cilindro foi fortemente afetada com a presença de etanol na mistura, assim como a redução na temperatura dos cilindros, redução na temperatura dos gases de exaustão, redução nas emissões de NOx e CO, e diminuição da densidade da fumaça expelida na atmosfera. Em contra partida, houve aumento do consumo específico e nas emissões de HC. Os autores concluem que estudos mais aprofundados devem ser efetuados para um melhor entendimento das causas dos resultados obtidos no experimento.

Rakopoulos et al. (2008) fizeram experimentos para investigar os efeitos da aplicação de misturas de combustível contendo 5% e 10% de etanol adicionados ao óleo diesel, utilizados em um motor de ignição por compressão de seis cilindros, turbo alimentado com injeção direta. A pesquisa foi motivada pelo fato de estes motores serem empregados em ônibus de pequeno e médio

porte no transporte urbano. Os testes foram conduzidos em três diferentes cargas de operação e duas velocidades distintas. Foram medidos o índice de emissões de fumaça, NOx, HC, CO, consumo específico e eficiência térmica para cada condição de operação, onde os resultados foram comparados com os dados obtidos com o motor operando com óleo diesel. Os resultados indicaram redução na densidade da fumaça expelida proporcional ao aumento do percentual de etanol na mistura. Os índices de HC aumentaram com o aumento da proporção de etanol na mistura. No entanto, os índices de CO e NOx foram levemente reduzidos, sendo que o índice de CO reduziu de forma proporcional ao acréscimo de etanol. Foi observado um leve aumento no consumo específico e eficiência térmica do motor. Os autores concluem que é vantajoso e seguro o emprego das misturas nos percentuais avaliados em motores de ignição por compressão de pequeno e médio porte.

Randazzo (2009) avaliou os resultados de emissões e desempenho de um veículo operando com misturas de biodiesel, etanol e óleo diesel. Foram utilizadas concentrações de 3%, 5%, 10% e 20% de biodiesel de óleo de soja misturado ao óleo diesel. Também foi adicionado etanol nas proporções de 2% e 5% na mistura contendo 20% de biodiesel. Foi mantida a calibração original do motor no experimento, no intuito de avaliar os efeitos reais provocados pelas características da mistura empregada. Todas as amostras empregadas proporcionaram partida a frio satisfatória, sem variações significativas no consumo específico do combustível em relação ao diesel. Foi observado aumento nas emissões de CO_2 e NOx com o aumento da concentração de biodiesel na mistura, enquanto as emissões de HC e materiais particulados eram reduzidas. Constatou-se também que a adição de etanol na mistura com 20% de biodiesel provocou redução de CO_2 e NOx, aumentando as emissões de HC, CO e materiais particulados em relação ao óleo diesel.

Ao apresentar o projeto BEST, Moreira et al. (2009) mostraram os resultados preliminares da comparação das frotas experimentais movidas a etanol hidratado em relação às convencionais movidas a óleo diesel. Neste projeto, que tem como objetivo principal identificar as barreiras para utilização do etanol como combustível em todos os veículos de transporte público, uma frota experimental de ônibus com motores de ignição por compressão

trabalhando com etanol foi empregada em nove cidades diferentes, sendo uma delas a cidade de São Mateus em São Paulo. As demais cidades que participam do projeto estão distribuídas entre Ásia e Europa. Os autores relatam o fato de não existir mudanças significativas nos motores para adequação ao trabalho com etanol. Além das altas taxas de compressão, também é necessário a utilização de 5% de aditivo para possibilitar uma combustão rápida e de maior eficiência, uma vez que o etanol não possui propriedade de auto-ignição por compressão. É necessária a utilização de materiais com melhor resistência a corrosão em componentes internos dos motores, assim como bicos injetores e bombas de combustível com maior vazão volumétrica, além de maior tempo de injeção de combustível, para compensar o menor valor energético do etanol em relação ao óleo diesel. Para a execução do estudo no Brasil, uma frota experimental foi destinada ao transporte público no corredor de Jabaquara, na cidade de São Mateus no estado de São Paulo, com extensão de trinta e três quilômetros. Como dados coletados, as emissões de poluentes dos motores operando com etanol se mostraram inferiores aquelas regulamentadas pelo PROCONVE – FASE6, sendo este o critério mais rigoroso existente no país na data da pesquisa. Os autores concluem que a principal vantagem na utilização do etanol em substituição ao óleo diesel é o ganho ambiental, precisando, no entanto de incentivos do poder público para sua viabilização econômica frente ao óleo diesel, uma vez que o consumo do motor alimentado com etanol é cerca de 60% maior.

Liu et al (2010) estudaram os efeitos na combustão e emissões de um motor de ignição por compressão operando com mistura de combustível contendo óleo diesel, etanol e aditivo para aumentar o número de cetano. O teste foi efetuado em um motor de dois cilindros, utilizando mistura com 30% de etanol e proporção de aditivo variando entre 0,3% e 0,6%. Foram investigados os parâmetros de combustão, emissões gasosas e consumo específico. Os resultados mostraram melhoria na eficiência térmica associada ao amento da concentração de aditivo, além do aumento do tempo total de combustão, avanço do início da combustão e avanço do pico de pressão no cilindro. O aditivo se mostrou pouco influente sobre as emissões de CO, HC e

NOx. Segundo os dados coletados, quando o aditivo é aplicado em concentrações acima de 0,6% não provoca melhoria significativa na combustão, além de aumentar consideravelmente os níveis de emissões de materiais particulados, especialmente em condições de altas cargas de operação. Os autores defendem que para a mistura avaliada, uma proporção de 0,3% do aditivo é indicada, pois reduziu os teores de CO e materiais particulados, além de manter as taxas de HC e NOx semelhantes às emitidas quando utilizado óleo diesel sem mistura.

Zhu et al. (2011) realizaram experimentos em um motor de quatro cilindros de ignição por compressão e injeção direta, alimentado com misturas de combustível contendo biodiesel e percentuais de 5%, 10% e 15% de etanol hidratado. O intuito foi avaliar a combustão, emissões e desempenho, comparando os resultados com o combustível Diesel Euro V. Foram aplicadas cinco diferentes cargas de operação a uma rotação constante de 1800 revoluções por minuto durante o experimento. Os resultados indicaram maior eficiência térmica e redução de emissão de material particulado e NOx quando aplicada a mistura de etanol e biodiesel, sendo estas reduções de emissões menores com o aumento da concentração de etanol. Foi observado que altas concentrações de etanol aumentam as emissões de HC e CO, com exceção da mistura com 5% de etanol, onde ambos os teores foram reduzidos. No geral, os autores destacam que as misturas de biodiesel e etanol contribuem para emissões de materiais particulados e NOX menores em comparação ao Diesel Euro V, sendo que misturas contendo 5% de etanol adicionado ao biodiesel apresentaram os melhores resultados.

Braga (2011) avaliou o comportamento de um motor Diesel operando a 1800 revoluções por minuto, alimentado com misturas de óleo diesel e etanol, sendo o etanol hidratado nas proporções de 70° e 93° INPM. Foram efetuados testes para verificar a variação de pressão no interior do cilindro, consumo de combustível, emissões de gases e temperaturas em pontos estratégicos. Os resultados mostraram uma redução na emissão de material particulado e aumento de HC em altas taxas de substituição, assim como redução de NOx quando operando em baixas cargas. Foi observado um sensível aumento de rendimento do motor operando em altas cargas com altas taxas de

substituição, porém este foi menor em cargas mais baixas. Observou-se também a ocorrência de maior calor trocado com as paredes do cilindro em ambos os modos de hidratação, apresentando rendimento térmico similar para 70° e 93° INPM.

Objetivando avaliar a viabilidade da substituição do óleo diesel por etanol nos caminhões e máquinas agrícolas utilizados na cadeia produtiva do etanol, Motta (2011) efetuou um estudo baseado em uma extensa revisão bibliográfica sobre o tema. Segundo o autor, as pesquisas apontam que além de tecnicamente viável, esta prática pode reduzir significativamente o volume de emissões de gases de efeito estufa, assim como reduzir o custo com combustíveis em até 11%, mesmo considerando um cenário conservador. O autor cita que as tecnologias mais indicadas são a conversão dos motores Diesel para o ciclo Otto, utilização de etanol hidratado aditivado com polietilenoglicol em motores modificados, utilização de biodiesel de cana (Farneseno) e implantação de sistema de dupla injeção de combustível. Em conclusão o autor destaca que a aplicação desta última tecnologia se mostra mais promissora no curto prazo, uma vez que requer menores custos de implantação.

Chauhan et al (2011) realizaram um estudo experimental utilizando mistura de óleo diesel e etanol como combustível de um motor ciclo Diesel mono cilíndrico de injeção direta. O motor operou com velocidade constante e cargas de 0%, 20%, 45%, 70% e 100%. O etanol foi injetado no coletor de admissão em proporções variando de 3% a 48% para cada carga de teste. Os resultados mostraram que a temperatura de exaustão diminuiu com o aumento da proporção de etanol em todas as cargas aplicada. As emissões de CO aumentaram em carga zero, porém diminuíram em 20% e 45% de carga, mantendo-se constante com a variação do percentual de etanol. Nas cargas de 70% e 100%, as emissões de CO diminuíram com até 15% de adição de etanol. As emissões de HC aumentaram em todas as condições de teste em comparação ao motor operando somente com óleo diesel, sendo menos expressivo em altas cargas. O teor de emissões de NOx reduziu para um percentual de até 16% de adição de etanol. Para todos os testes efetuados foi observado que a opacidade da fumaça expelida diminui com o aumento do

percentual de etanol. Os autores concluem que a técnica empregada se mostra eficiente na redução do consumo de óleo diesel, uma vez que este é substituído pelo etanol na queima, e também contribui para a redução de emissão de gases poluentes, com exceção do HC. É destacado que os testes que utilizaram 15% de etanol apresentaram melhores resultados em todas as cargas avaliadas.

Hulwan e Joshi (2011) avaliaram o desempenho, emissões e característica de combustão de um motor de três cilindros de injeção direta operando com grandes porções de etanol misturado ao óleo diesel, empregando o biodiesel como co-solvente. Foram feitos testes utilizando as misturas (A)D70/E20/B10, (B)D50/E30/B20 e (C)D50/E40/B10 além do óleo diesel puro, para servir de base de comparação. Para as misturas B e C foi necessário avançar o ponto de injeção, dobrando as emissões de NO e provocando aumento na pressão máxima de combustão. Os resultados indicaram aumento de consumo específico significativo com o aumento da substituição do óleo diesel pelo etanol, assim como aumento da eficiência térmica e redução considerável da opacidade da fumaça expelida na exaustão em altas cargas de operação. Os autores concluíram que a emissão de NO depende da condição de operação enquanto que a emissão de CO aumenta significativamente em baixas cargas. Os autores finalizam citando que as misturas onde o óleo diesel foi substituído em 50%, contendo uma proporção de oxigênio acima de 12% em massa, proporcionaram desempenho satisfatório operando em condições constantes na rotação de 1600 revoluções por minuto. Contudo, estas misturas não apresentaram benefícios quanto à emissão de fumaça ao operar em regime de aceleração variável.

Em um estudo que avaliou a eficiência energética e taxas de emissões de um motor Diesel alimentado com misturas de combustível contendo etanol hidratado, biodiesel, butanol e óleo diesel comum, Lee et. al (2011) demonstraram que misturas contendo etanol hidratado podem promover maior sustentabilidade. O biodiesel favoreceu a solubilidade do etanol na mistura, uma vez que este é miscível ao etanol. O Butanol, por sua vez, foi empregado com a finalidade de auxiliar na miscibilidade do etanol hidratado com o óleo diesel. Os resultados obtidos foram comparados com os dados obtidos com o

motor operando com óleo diesel comum e com mistura de biodiesel e óleo diesel. Verificou-se que misturas contendo proporção entre 5% e 30% de biodiesel, 4% de etanol hidratado, 1% de butanol e óleo diesel convencional proporcionaram miscibilidade adequada e estável. O consumo de combustível foi maior em cargas de até 1,6 kW, atingindo valores similares ao óleo diesel em cargas de 3,2 kW. As emissões de NOx aumentaram com o aumento da carga tanto para misturas contendo biodiesel e óleo diesel quanto para misturas contendo etanol hidratado. A utilização de etanol com água resultou em saturações térmicas que inibiu a formação de NOx em 6% quando comparado a mistura contendo biodiesel e óleo diesel. Observou-se redução da emissão de material particulado em todas as misturas utilizadas quando comparadas ao óleo diesel. Os valores de emissão de CO foram menores que aqueles determinados em normas que regulamentam as condições de operação do motor empregado. Foi observado que o aumento do número de moléculas de oxigênio no combustível elevou a eficiência de combustão, reduzindo a presença de hidrocarbonetos aromáticos. Os autores concluem que combustíveis renováveis oxigenados podem proporcionar alta eficiência de combustão e baixa emissão de CO e PM.

Albuquerque (2012) investigou o desempenho de um caminhão classe meio pesado, equipado com motor Diesel de injeção direta e sistema de gerenciamento eletrônico, operando com mistura de óleo diesel e etanol hidratado. Foram analisados os parâmetros de aceleração a partir do repouso, retomada, velocidade máxima e consumo. O experimento foi efetuado utilizando misturas de combustível contendo 2% e 4% de etanol adicionado ao óleo diesel B5 sem adição de agentes emulsificantes. Os resultados mostraram a ocorrência de maior consumo de combustíveis e menores tempos de aceleração e retomada quando utilizado misturas com maiores concentrações de etanol. Este resultado foi atribuído a maior presença de oxigênio na mistura, que favoreceu uma combustão mais rápida e completa com menor perda de energia pelas paredes dos cilindros, acarretando em uma melhor eficiência térmica e potência disponível.

No objetivo de avaliar a viabilidade da substituição do óleo diesel por etanol hidratado no transporte público urbano, Santos (2012) fez uma pesquisa

abordando os aspectos técnicos, legais, sócio econômico e político ambiental envolvendo o tema. A autora relata que, embora não existam barreiras técnicas para a implantação de ônibus movido a etanol no país, as barreiras econômicas constituem um obstáculo para a utilização destes em larga escala. Os custos que tornam o processo economicamente inviável perante o óleo diesel são basicamente aqueles envolvidos na aquisição e manutenção de combustíveis e aditivos especiais. A autora ressalta que mesmo com a produção nacional do aditivo, o valor final gasto com o combustível renovável se mostra significativamente superior ao óleo diesel. É destacado que se o subsídio econômico oferecido atualmente ao óleo diesel fosse redirecionado, mesmo que parcialmente, para os combustíveis renováveis, estes se tornariam economicamente viáveis. A pesquisa aborda um custo não levado em consideração nas normas brasileiras, que é o gasto anual com saúde, proveniente de óbitos e doenças respiratórias e cardiovasculares provocadas pela poluição do ar. Segundo a autora, este custo anual está estimado em torno de US$ 400 milhões, podendo ser reduzido em US$ 133 milhões caso os grandes centros urbanos utilizem o transporte público movido a etanol. No trabalho a autora não cita os custos provenientes das emissões de aldeídos, derivados da combustão do etanol. Os resultados apontam que, os motores Diesel, abastecidos com etanol apresentam resultados melhores que os exigidos pelo PROCONVE fase 7, atendendo a previsão de redução de 20% nas emissões de poluentes e de CO_2 até o ano de 2020. Foi observado que estes motores operando com etanol hidratado emitem menores concentrações de aldeídos que aqueles operando com biodiesel, tornando esta prática de substituição de combustível mais atraente, uma vez que os aldeídos são gases tóxicos que contribuem com mais de 40% do potencial de formação de ozônio. A autora finaliza dizendo que, a exemplo da Suécia, país pioneiro na utilização de transportes públicos movidos a etanol, uma política pública voltada para a viabilização da utilização do etanol hidratado traria grandes benefícios sociais e econômicos para todo o país.

Chang et. al. (2013) estudaram um motor Diesel operando com mistura de óleo diesel contendo acetona, butanol, etanol (ABE) e água destilada, avaliando os parâmetros de emissões de poluentes e desempenho em

comparação ao motor operando com óleo diesel comum. A motivação da pesquisa veio do fato de a mistura ABE ser considerada como combustível “verde”, pois emite menos carbono que a maioria dos combustíveis fósseis e são produzidos a partir de biomassa. Os testes foram efetuados em dois motores de características semelhantes, sendo um acoplado a um gerador de energia e o outro acoplado a um dinamômetro de bancada. Os resultados mostraram que o alto teor de oxigênio contido na mistura ABE com água favoreceram uma combustão mais completa, em comparação ao motor operando com óleo diesel comum, ou mesmo com mistura ABE sem adição de água. Foi observado uma melhor eficiência térmica, redução de emissões de NOx, material particulado (PM) e hidrocarbonetos aromáticos quando adicionado água à mistura. Segundo os autores, estes resultados são devido ao fenômeno de micro explosões, provocadas pela presença de gotículas de água no óleo, assim como pelo maior volume de oxigênio contido na mistura ABE, e do efeito do resfriamento causado pela alta temperatura de vaporização da água contida na mistura. Em conclusão, os autores informam que a mistura contendo proporção de 20% de ABE e 0,5% de água se mostrou como uma boa alternativa para substituição ao óleo diesel comum, sem necessidade de se usar aditivos surfactantes.

Santos (2013) analisou a viabilidade do uso de uma mistura de combustível contendo 30% de óleo diesel, 30% de etanol e 40% de óleo de macaúba em um motor *Perkins* de quatro tempos com injeção direta. O autor relata a dificuldade que o motor apresentou em estabilizar em baixas rotações ao operar com a mistura, atribuindo este fenômeno ao óleo vegetal, que possui baixo número de cetano, retardando a combustão. Como resultado, o motor apresentou maior consumo específico, maiores níveis de emissões de THC e CO. O autor cita que o uso do etanol na mistura contribuiu para a limpeza da câmara de combustão.

Motivados pelos problemas decorrentes da utilização de combustíveis de origem fóssil, Shahir et al. (2014) fizeram uma revisão bibliográfica detalhada, no intuito de investigar os resultados da utilização de misturas de etano, biodiesel e óleo diesel em motores de ignição por compressão sem modificações significativas. Os autores iniciam o trabalho relatando que a

utilização do etanol é limitada pela baixa solubilidade do mesmo no óleo diesel, acarretando em baixa estabilidade da mistura a baixas temperaturas. Citam, no entanto, que a utilização do biodiesel evita a separação de fases entre o óleo diesel e o etanol, tornando a mistura estável mesmo em temperaturas baixas, possibilitando a utilização de maiores quantidades de etanol. Segundo os autores, a adição do etanol faz com que o combustível perca propriedades fundamentais, tais como viscosidade cinemática e lubricidade, sendo que a adição do biodiesel auxilia na correção destas propriedades, tornando a mistura apropriada ao uso sem danos ao motor. Segundo os autores, misturas contendo combustíveis oxigenados apresentam menores valores de enxofre, sendo que o aumento do volume de etanol acarreta em menores temperaturas de exaustão. Misturas de óleo diesel contendo etanol e biodiesel apresentam número de cetano próximo ao do óleo diesel. As principais desvantagens citadas estão associadas ao processo de estocagem e transporte da mistura de combustível, que necessita de aditivos para garantir a segurança neste processo, e o aumento de consumo específico, proporcional à redução da energia do combustível em relação ao óleo diesel. Os autores concluem que os maiores ganhos com a utilização da mistura de biodiesel, etanol e óleo diesel são as reduções de emissões gasosas sem perda significativa de desempenho e sem necessidade de adaptação do motor, além de reduzir o consumo de óleo diesel entre 25 e 30%.

Yilmaz et al. (2014) investigaram o efeito da concentração de etanol em uma mistura contendo etanol, biodiesel e óleo diesel. Utilizou-se um motor de ignição por compressão de injeção direta com quatro cilindros, em que a concentração de etanol variou entre 3%, 5%, 15% e 25% sem alteração da concentração relativa dos demais combustíveis. Foi feita a comparação entre as curvas de emissões em função das cargas com as curvas padrão do motor operando com óleo diesel puro. Os resultados apontaram que as emissões não dependem somente das condições de operações do motor, mas também das concentrações dos componentes do combustível utilizado. Segundo os autores, os efeitos de resfriamento e a grande quantidade de oxigênio contido no etanol foram os principais fatores que provocaram alteração nos resultados. No geral, foi observado que a presença de etanol na mistura aumenta o nível de

emissões de CO, reduzindo o nível de emissões de NO para todas as concentrações avaliadas. Observou-se também que o teor de HC aumentou com a concentração de etanol em cargas inferiores a 50%, reduzindo com o aumento de carga.

Raheman e Kumari (2014) avaliaram o desempenho e emissões de poluentes em um motor Diesel monocilíndrico de injeção direta, operando com misturas de óleo diesel e biodiesel hidratado com 10%, 15% e 20% de volume de água. Foi utilizado aditivo surfactante para possibilitar a homogeneização da mistura durante o experimento, onde os resultados obtidos foram comparados com o motor operando tanto com óleo diesel puro quanto com misturas de óleo diesel e biodiesel sem adição de água. Os resultados mostraram que as misturas contendo água apresentaram características de combustão similares às misturas sem hidratação, sem apresentação de características indesejáveis, tais como ocorrência de altas taxas de pressão nos cilindros. Foi observado que o atraso de ignição foi maior em altas cargas com o aumento da proporção de água na mistura de combustível. Observou-se também que o aumento da proporção de água provocou redução no consumo específico de combustível, assim como aumento da eficiência térmica do motor para todas as cargas avaliadas. No entanto, a mistura de combustível contendo 15% de volume de água apresentou consumo específico semelhante aos combustíveis sem hidratação. Foi observado ainda uma redução significativa nas emissões de CO, CO_2 e NOx para todas as misturas contendo água. Os autores concluem que misturas contendo óleo diesel, biodiesel e água são recomendáveis em operações de longa duração, por proporcionarem menores índices de poluentes quando comparadas à utilização de óleo diesel comum, ou mesmo mistura de óleo diesel e biodiesel sem adição de água.

Morsy (2015) avaliou o desempenho e emissões de poluentes de um motor Diesel monocilíndrico operando com óleo diesel como combustível principal e uma mistura de etanol e água pulverizada no coletor de admissão como combustível secundário. Foram utilizadas misturas de etanol e água nas concentrações de 25%, 50%, 75% e 100% de etanol, e os dados de emissões de CO, NOx e THC, assim como o consumo específico, foram verificados e comparados com o motor operando somente com óleo diesel. Os resultados

indicam que os valores de emissão de NOx decrescem com a pulverização de etanol e água no coletor, porém estes tendem a aumentar quando somente etanol é pulverizado. Foi observado pelo autor que os teores de CO e THC, assim como o consumo de combustível, tendem a aumentar para todas as misturas empregadas. Por outro lado, a temperatura nos gases de exaustão diminui. O autor relata um aumento na eficiência térmica e exergética quando a mistura de etanol e água é empregada, e finaliza dando ênfase ao potencial que estas misturas pulverizadas no coletor de admissão em motores Diesel possuem na redução de emissões de NOx sem necessidade de modificações estruturais significativas.

Agarwal et al. (2015) fizeram uma revisão bibliográfica baseada em experimentos de motores de ignição por compressão envolvendo o uso de combustíveis alternativos, tais como o etanol, metanol e alguns tipos de biodiesel, misturados em uma proporção de 20% com o óleo diesel. Buscou-se neste estudo avaliar os efeitos da variação da razão de compressão e pressão de injeção no desempenho e emissão de poluentes. Foram considerados nesta revisão os estudos envolvendo as razões de compressão de 16,5, 17,5 e 18,5, assim como as pressões de injeção de 200, 225 e 250 bar. Os autores relatam que o consumo específico de combustível e a eficiência térmica melhoram com o aumento da razão de compressão, uma vez que uma maior razão de compressão tende a aumentar a densidade do ar dentro dos cilindros no ponto morto superior. Para todas as razões de compressão avaliadas, as emissões de CO e THC utilizando mistura de combustíveis foram inferiores, quando comparadas com o óleo diesel. No entanto, maiores razões de compressão proporcionam maiores picos de temperaturas, favorecendo a ocorrência de maiores emissões de NOx. É citado que o aumento da pressão de injeção proporciona melhores resultados de eficiência térmica e consumo específico de combustível, uma vez que as gotículas de combustível vaporizado nestas condições são menores, resultando em maiores áreas superficiais, favorecendo assim a ocorrência de uma melhor mistura ar/combustível e uma queima de melhor qualidade. O resultado deste processo é uma redução no volume de emissões de CO e THC, seguidos de um aumento no volume de emissões de NOx para todas as

misturas de combustível avaliadas. Os autores relatam ainda que o aumento conjunto da razão de compressão e da pressão de injeção favorece a ocorrência de detonação e, conseqüentemente, o aumento das vibrações no motor.

Asad et al. (2015) efetuaram um experimento utilizando a técnica de combustão assistida de uma pré-mistura, onde uma mistura de etanol e óleo diesel foi injetada em um dos quatro cilindros de um motor. O etanol foi injetado por injeção indireta, enquanto o óleo diesel foi injetado por injeção direta. Os demais cilindros operaram em condições normais e os dados de emissões de poluentes foram analisados separadamente. Os autores descrevem que a técnica empregada possibilita a operação do motor com desempenho satisfatório e baixíssimos níveis de emissões de NOx e materiais particulados. Foi observada uma melhor eficiência térmica, seguida de maiores níveis de emissões de CO e THC, podendo estes índices virem a ser tratados com catalisadores para atingir padrões aceitáveis. Os autores finalizam relatando a necessidade de maiores investigações para conhecer o comportamento do consumo específico do motor e sua estabilidade de operação.

No intuito de estudar o desempenho e emissões de poluentes em motores Diesel operando com misturas de combustível contendo óleo diesel, biodiesel, etanol e bioetanol, Shamir et al. (2015) fizeram uma revisão bibliográfica em torno deste tema. Segundo os autores, pesquisas apontam que a busca por combustíveis renováveis coloca a mistura diesel/etanol como uma das mais promissoras alternativas para atender à crescente demanda de combustível seguida da necessidade de se reduzir o volume de emissões de poluentes. No entanto, o fato de a mistura apresentar baixa estabilidade, devido à solubilidade do etanol no diesel ser limitada, torna necessária a utilização de aditivos, onerando o custo do combustível. Os autores relatam que a utilização do biodiesel como aditivo tem se tornado uma prática muito atrativa, uma vez que ela melhora as propriedades da mistura, tornado estas próximas às do óleo diesel comum, além de contribuir para o aumento do percentual de combustível renovável utilizado em substituição ao óleo diesel. Como resultado, os autores ressaltam que a mistura contendo biodiesel e etanol, apesar de aumentar o consumo específico de combustível, reduz

significativamente o volume de emissões de materiais particulados para todos os casos avaliados. Já as emissões de NOx, THC e CO dependem das condições de operação do motor, sendo que a maioria dos pesquisadores apontam um aumento considerável nas emissões de NOx, emissões de CO e CO_2 próximas daquelas obtidas com o motor operando com óleo diesel sem mistura, e uma redução significativa nas emissões de THC. Os autores citam ainda que, quando utilizado etanol anidro na mistura, um percentual máximo de 5% deste proporciona melhores resultados. Os autores finalizam relatando que as pesquisas apontam dificuldades em se reduzir simultaneamente o volume de emissões de NOx e materiais particulados, uma vez que a redução destes dependem de fatores opostos entre si. É citada também a necessidade de se realizar estudos mais aprofundados sobre o uso das misturas utilizadas na vida útil dos componentes dos motores.

Abedin et al. (2016) estudaram o uso de bicombustíveis adicionados ao óleo diesel considerando-se três técnicas distintas, sendo combustíveis pré misturados antes da injeção, combustíveis adicionados por pulverização no coletor de admissão e combustíveis não miscíveis pré misturados ao óleo diesel. O estudo foi baseado em trabalhos e pesquisas efetuadas por vários autores distintos. Os autores destacam que os vários estudos feitos até o momento indicam que, para todas as técnicas avaliadas, as emissões de poluentes, tais como NOx, CO, CO_2 e THC estão diretamente relacionadas com o tipo de combustível empregado e seu percentual de oxigênio disponível. A quantidade de oxigênio presente nos combustíveis proporciona, em todos os casos, uma redução na emissão de material particulado devido a uma melhor queima no processo de combustão. Esta queima, por sua vez, acarreta maiores emissões de CO_2 nos gases de exaustão. É relatado que as técnicas proporcionam um aumento no consumo específico de combustível, relacionado ao menor valor energético presente na mistura. Já a eficiência térmica do motor pode aumentar ou diminuir dependendo da característica de operação, tipo de combustível e cargas aplicadas. É sugerido neste estudo que investigações envolvendo a aplicação de água em misturas de combustível sejam efetuadas, de modo a se avaliar a eficácia desta prática na redução de poluentes e melhoria de desempenho dos motores.

Oliveira e Sodré (2016) apresentaram o resultado do estudo de diferentes técnicas de injeção de etanol em um motor Diesel. Foram utilizados dois métodos de injeção de combustível, sendo direta e indireta. Na primeira, percentuais de 5%, 10% e 15% de etanol anidro foram adicionados ao óleo diesel B7, e estas misturas foram injetadas diretamente na câmara de combustão em diferentes faixas de carregamento do motor. Na injeção indireta, também foram feitos testes em diferentes faixas de carregamento, porém o óleo diesel B7 foi injetado diretamente na câmara de combustão, enquanto o etanol foi injetado separadamente no coletor de admissão de ar em percentuais de 5%, 10%, 15%, 20%, 25% e 30% de massa. Os autores relatam divergência de resultados encontrados em literaturas que abordam este tema, no que se refere ao desempenho e redução de emissões, podendo estas diferenças estarem associadas às condições de operação e equipamentos utilizados em cada pesquisa. No entanto, a maioria dos pesquisadores relata que o etanol adicionado ao óleo diesel provoca aumento no consumo específico de combustível e redução na emissão de materiais particulados. É relatado também o fato de a curva de tendência de consumo específico não se alterar com a adição de etanol, evidenciando que o consumo específico de combustível está relacionado ao poder calorífico da mistura em relação ao óleo diesel. Os autores citam não existir diferença significativa de eficiência térmica e redução de temperatura de exaustão entre os dois modos de injeção. É observada redução de emissão de CO_2 na maioria das cargas utilizadas, aumento de emissões de CO em todas as condições de operações com injeção indireta, aumento de emissão de THC em cargas baixas, redução de THC em cargas altas e redução de emissão de NO em todas as faixas avaliadas, sendo este último mais eficiente quando utilizado injeção indireta. Os autores concluem que o uso do etanol em motores Diesel é viável, porém é limitado pelo percentual de substituição de etanol e faixa de potência utilizada, principalmente quanto ao nível de emissões.

No intuito de avaliar o desempenho e emissões de um motor de ignição por compressão operando com mistura de combustível, Zaglinskis e Bereczky (2016) utilizaram dois tipos de misturas de combustível, operando com velocidades variando entre 2000 e 3500 revoluções por minuto em toda a faixa

de carregamento do motor. Foram utilizadas misturas contendo 30% de biodiesel (B30) e misturas contendo 30% de biodiesel acrescido de 10% de metanol (B3010M). A liberação de energia e propriedades diversas da combustão foram avaliadas através da variação de pressão e variação de calor com o ângulo do eixo de manivela. Os resultados mostraram aumento no consumo específico de combustível acima de 3,5% para a mistura B30 e aumento variando entre 2% e 13% para a mistura B30M10. Foi observado aumento da eficiência térmica de 1% a 2% quando utilizado a mistura B30 e de 2% a 2,5% quando utilizado a mistura B30M10. No que se refere a emissões de poluentes, foi registrado redução de 2% a 13% de CO em cargas altas para ambas as misturas. Reduções de emissões de materiais particulados variando entre 13% e 45% foram obtidas ao longo de todas as cargas avaliadas para ambas as misturas. Emissões de NOx, THC e CO obtidas com as misturas foram próximas ou superiores àquelas obtidas com o óleo diesel. Os autores citam ao final que a técnica para avaliação de energia liberada e propriedades de desempenho do motor revelou que o uso de 10% de metanol como aditivo não proporcionou o resultado esperado.

Mofijur et al. (2016) fizeram um estudo baseado em revisões de literatura e pesquisas científicas no intuito de investigar o efeito da utilização de misturas de combustível contendo óleo diesel e biodiesel, e óleo diesel, biodiesel e etanol na redução de emissões de poluentes. Segundo os dados da pesquisa, as emissões de motores de combustão interna são dependentes de vários fatores, tais como, condições de operação, característica de combustível e tipo de misturas empregadas. A pesquisa aponta que em ambos os casos, tanto a mistura contendo biodiesel quanto aquela contendo biodiesel e etanol contribui para a redução das emissões de gases como o CO, THC e materiais particulados. Os autores destacam que, mesmo apresentando maior teor de CO_2 nos gases de exaustão quando comparado ao óleo diesel, as misturas contendo biodiesel e etanol apresentam menor impacto global, uma vez que uma fração considerável destes gases é absorvida no processo de crescimento das plantas usadas na produção dos combustíveis. Em conclusão, é relatado que misturas de combustível contendo um percentual entre 5% e 10% de

etanol e 20% a 25% de biodiesel podem ser empregadas em motores de combustão interna para proporcionar redução dos gases de efeito estufa.

Sari (2017) fez um estudo para avaliar os resultados da utilização de etanol com elevados teores de água, em um motor de combustão interna monocilíndrico com ignição por centelha e injeção direta. Foram feitos testes experimentais onde avaliaram-se parâmetros de desempenho, emissões e ponto de detonação. O estudo foi complementado por uma simulação numérica que verificou o efeito da concentração de água sobre a velocidade da chama, assim como a temperatura adiabática de uma chama livre unidimensional. Os resultados apresentados mostraram diminuição do teor de emissão de NOx com o aumento do teor de hidratação, tendendo este a aumentar com a razão de compressão. As emissões de THC foram maiores com o aumento da hidratação, diminuindo significativamente com o aumento da razão de compressão. As emissões de CO apresentaram comportamento decrescente com o aumento da hidratação do etanol. Para explicar este fenômeno, o autor cita a hipótese da diminuição da disponibilidade de carbono para a formação de CO, uma vez que este processo é dependente da temperatura, e esta, por sua vez, é menor devido a presença de um maior volume de água que reduz a velocidade de queima e a temperatura adiabática da chama, reduzindo assim a temperatura dentro dos cilindros. Ressalta-se a possibilidade de operação com elevadas razões de compressão quando se utiliza etanol com maior percentual de água, devido à propriedade antidetonante desta que suprime a degradação da combustão, aumentando a eficiência do motor. Os valores de eficiência obtidos no experimento chegaram a 41% em uma razão de compressão de 14,5:1, operando com etanol hidratado contendo 20% de volume de água. Em conclusão, o autor destaca que todas as misturas se encontraram dentro do limite de ignição, pois o tempo de indução obtido na simulação computacional foi diferente de infinito. A pesquisa aponta a viabilidade de se utilizar etanol altamente hidratado em motores de combustão interna, uma vez que níveis de emissões semelhantes aos obtidos com o motor operando com etanol comercial foram obtidos sem prejuízo de desempenho.

Rajesh e Kumarappa (2017) estudaram o desempenho de um motor do ciclo Diesel de 4 cilindros com injeção direta, operando com mistura de óleo

diesel, etanol e biodiesel, sendo que este último assumiu a função de emulsificador do etanol no óleo diesel. O biodiesel empregado foi obtido do processamento de óleo vegetal, e é conhecido como óleo ácido. Foram utilizadas proporções contendo 50% de biodiesel e de etanol variando entre 4%, 8%, 12% e 16% em volume. Os testes foram efetuados aplicando-se cargas variadas nas rotações de 1200, 1500 e 1800 revoluções por minuto. Os resultados mostraram que o biodiesel proporcionou estabilidade à mistura. A eficiência térmica foi menor em cargas e rotações maiores, aumentando com a elevação da concentração de etanol. O consumo específico diminuiu com o aumento da carga e rotação para todas as concentrações avaliadas, se mantendo sempre superior ao obtido pelo motor operando com óleo diesel convencional. Foi observado uma redução suave no volume de emissões de NOx em todas as misturas avaliadas, sendo que a variação do percentual de etanol não provocou impacto significativo neste. Os autores citam que o etanol em baixas concentrações, pode ser empregado em motores diesel sem a necessidade de alteração destes, sendo que uma proporção ótima, obtida nos testes, foi a que utilizou mistura contendo 4% de volume de etanol e 50% de volume de biodiesel. Os autores concluem dizendo que, apesar dos resultados mostrarem maiores níveis de emissões de CO e THC operando com misturas de combustíveis, esta prática pode ser uma alternativa promissora para redução de emissões de poluentes tanto em países desenvolvidos quanto em países ainda em desenvolvimento.

Lapuerta et al. (2017) investigaram o efeito da concentração de butanol em misturas de óleo diesel com biodiesel, no que se refere ao atraso de ignição e auto ignição, e compararam os resultados com a mistura acrescida de etanol no lugar de butanol. Os testes foram efetuados em uma câmara de combustão de volume constante. Os resultados mostraram que o aumento de butanol ou etanol aumenta o atraso de ignição, sendo este comportamento mais expressivo com o etanol, mesmo não apresentando comportamento linear. Foi observado que a pressão máxima na câmara de combustão reduz com o acréscimo de butanol ou etanol na mistura, e picos de pressão são observados quando empregadas baixas concentrações dos respectivos alcoóis. Concluiu-se que o atraso de ignição diminui com o aumento da temperatura, e o mesmo

aumenta exponencialmente, seguido da redução da pressão quando utilizado misturas contendo 10% de volume de etanol ou butanol.

2.4 Simulações numéricas utilizando etanol como combustível ou em mistura com óleo Diesel em motores de ignição por compressão

Zanata Filho (2008) elaborou um modelo computacional simplificado de um motor de combustão interna de ignição por compressão operando com etanol. Foram usadas as ferramentas numéricas já consolidadas no mercado, nas quais a simulação foi feita no ciclo Diesel e também no ciclo Otto como referência de parâmetros. Segundo o autor, as ferramentas de modelagem computacional são de grande aplicabilidade na elaboração e projeto de motores, porém relata as dificuldades em se reproduzir de forma precisa os fenômenos da combustão do etanol empregado em motores de ignição por compressão. Os resultados obtidos na simulação indicam que o motor tende a trabalhar com qualidade de combustão satisfatória, porém os dados não garantem um nível de confiabilidade aceitável para a convergência dos resultados.

Boretti (2012) apresentou um modelo semi-empírico que aponta as vantagens em se converter um motor Diesel em bi combustível, passando a operar com óleo diesel e etanol. O autor foi motivado pela existência de motores de combustão interna de ignição por compressão de grande porte convertidos a gás natural veicular. Conforme o autor, pequenas modificações são necessárias para que o motor possa operar com óleo diesel e etanol, tais como o desenvolvimento de sistemas de dupla injeção, com dois reservatórios de armazenamento distintos. Com o método proposto, o motor pode operar com misturas variando entre 100% e 5% de óleo diesel com etanol, sendo este percentual mínimo de óleo diesel necessário para iniciar a combustão. Destaca-se que estes motores tem potencial para operar com maior eficiência e potência com o sistema de injeção direta de combustível, utilizando alta pressão de injeção e injetores de rápida atuação, tanto para óleo diesel quanto para etanol. Foi relatado que o modelo apresentou resultados que indicam um pequeno aumento no consumo específico e eficiência térmica em todas as

cargas e faixas de rotação. Ao final, o autor cita que a maior vantagem em se implantar este tipo de motor está associada à redução de emissões de CO_2 e materiais particulados, contribuindo com a sustentabilidade e segurança energética.

Brito (2013) desenvolveu um modelo computacional utilizando o software *Engeneering Equation Solver* (EES) para simular o funcionamento de um motor Diesel operando com misturas de óleo diesel e etanol anidro. Foram feitas variações nos dados de entrada quanto à razão de compressão, razão de equivalência, quantidade de etanol vaporizado no coletor de admissão e quantidade de etanol misturado ao óleo diesel injetado diretamente. Mesmo se tratando de um modelo simplificado, os resultados das simulações indicaram características compatíveis com as técnicas e o volume de etanol utilizado. Observou-se que razões de compressões mais elevadas podem proporcionar um melhor desempenho, uma vez que o motor Diesel apresenta bom comportamento operando com misturas pobres. Outra observação foi que a vaporização de etanol no coletor de admissão permite maior flexibilidade quanto à proporção de etanol utilizado, porém, reduz a quantidade de ar admitido, diminuindo a potência do motor. O método de injeção indireta apresentou melhores resultados de emissão de poluentes, quando comparado óleo diesel. A injeção direta de etanol misturado previamente ao óleo diesel proporcionou melhores resultados que a injeção indireta, porém, em ambos os casos, houve um aumento de consumo específico de combustível devido à menor energia contida no etanol.

Datta e Mandal (2016) avaliaram as emissões e desempenho de um motor de ignição por compressão operando com duas misturas distintas de combustível renovável adicionado ao óleo diesel, sendo uma contendo etanol, e a outra contendo metanol. Os autores fizeram uma simulação computacional utilizando o software *Diesel RK*, considerando um motor monocilíndrico aspirado, com injeção direta a 23° APMS, operando a uma rotação constante de 1500 revoluções por minuto. Os resultados mostraram um aumento na eficiência térmica e no consumo específico de combustível, assim como um atraso de ignição superior para as duas misturas avaliadas. Segundo os autores, o maior atraso de ignição se dá pelo fato de as misturas terem menor

número de cetano quando comparadas ao óleo diesel convencional. Destaca-se que a adição de etanol e metanol ao óleo diesel melhora a eficiência da combustão, reduzindo as perdas de calor dentro dos cilindros, devido a uma menor temperatura da chama. É registrado a ocorrência de menores picos de pressão durante a combustão, assim como redução de emissões de NOx e material particulado para ambas as misturas. Em conclusão, os autores citam que as misturas podem ser utilizadas em motores de combustão por compressão, no intuito de se obter melhor qualidade de combustão com melhores níveis de emissões de poluentes e desempenho.

Em uma pesquisa que combinou simulação computacional e resultados experimentais, Roso et al. (2016) avaliaram os resultados da conversão de um motor Diesel para operação com etanol no processo de geração de energia elétrica. Os autores desenvolveram um modelo computacional unidimensional validado através de dados experimentais. Foi feito uma análise econômica para diferentes condições de cargas, fornecendo custos operacionais estimados em locais próximos à fonte de produção de etanol, indicando a viabilidade do empreendimento. Como resultado, foi apontado um aumento de emissões de THC e CO em relação ao óleo diesel, podendo estas serem melhoradas com a fabricação de câmaras de combustão dedicadas a operação com etanol, uma vez que a posição dos injetores perpendiculares à parede do coletor dificulta uma evaporação eficiente do combustível, contribuindo com estes índices. Na conclusão da pesquisa destaca-se que a utilização do etanol no processo de geração de energia elétrica em motores de combustão interna deve ser levada em consideração, uma vez que a utilização de um combustível renovável em substituição ao óleo diesel contribui com a redução de emissões de NOx e materiais particulados.

2.4 Estado da arte

Este referencial bibliográfico indica que o etanol se mostra como uma alternativa para a redução de emissões nos motores de combustão interna. A ausência de enxofre na sua formulação se mostra como um ganho significativo em comparação aos combustíveis derivados de petróleo (VALENTE, 2007). Foi

mostrado que as características dos motores, assim como a condução dos testes quanto a cargas e rotações utilizadas, influenciam nos resultados.

Parâmetros como consumo específico, eficiência térmica, emissão de NOx, CO, THC e material particulado, variam conforme dispositivos e método de ensaio utilizado, como mostra o Quadro 1. A maioria dos autores relata que o uso de etanol misturado ao óleo diesel aumenta o consumo de combustível, devido ao menor valor energético da mistura em relação ao óleo diesel, assim como reduz o volume de emissões de materiais particulados.

QUADRO 1 – Resumo do estado da arte

REDUÇÃO DE EMISSÃO DE NOx COM O AUMENTO DA PROPORÇÃO DE ETANOL	AJAV et al. (1999); XING-CAI et al. (2004); RAKOPOULOS et al. (2007); RAKOPOULOS et al. (2008) BRAGA (2011); CHAUHAN et al (2011); CHANG et. al. (2013), YILMAZ et al. (2014) ; MORSY (2015); ASAD et al. (2015); SHAMIR et al. (2015); DE OLIVEIRA e SODRÉ (2016); ROSO et al. (2016); DATTA e MANDAL (2016), SARI (2017); RAJESH e KUMARAPPA (2017)
REDUÇÃO DE EMISSÃO DE THC COM O AUMENTO DA PROPORÇÃO DE ETANOL	RANDAZZO (2009); LEE et. al (2011); AGARWAL et al. (2015); DE OLIVEIRA e SODRÉ (2016); MOFIJUR et al. (2016);
REDUÇÃO DE EMISSÃO DE CO COM O AUMENTO DA PROPORÇÃO DE ETANOL	AJAV et al. (1999); RAKOPOULOS et al. (2007); CHAUHAN et al (2011); LEE et. al (2011); AGARWAL et al. (2015); DE OLIVEIRA e SODRÉ (2016); MOFIJUR et al. (2016); SARI (2017);
AUMENTO DE EMISSÃO DE NOx COM O AUMENTO DA PROPORÇÃO DE ETANOL	SHI et al. (2005); RANDAZZO (2009); LEE et. al (2011); AGARWAL et al. (2015);
AUMENTO DE EMISSÃO DE THC COM O AUMENTO DA PROPORÇÃO DE ETANOL	AJAV et al. (1999); SHI et al. (2005); RAKOPOULOS et al. (2007); RAKOPOULOS et al. (2008) ZHU et al. (2011); BRAGA (2011); CHAUHAN et al (2011); SANTOS (2013); YILMAZ et al. (2014); MORSY (2015); ASAD et al. (2015); SHAMIR et al. (2015); ROSO et al. (2016); SARI (2017)
AUMENTO DE EMISSÃO DE CO COM O AUMENTO DA PROPORÇÃO DE ETANOL	RAKOPOULOS et al. (2008); ZHU et al. (2011); SANTOS (2013); YILMAZ et al. (2014); MORSY (2015); ASAD et al. (2015); SHAMIR et al. (2015); ROSO et al. (2016);

Fonte: Elaborado pelo autor

A literatura atual não aborda de forma significativa pesquisas experimentais que envolvam o uso de etanol sobre hidratado em motores do ciclo Diesel injetado diretamente por sistemas separados. Com o presente trabalho pretende-se conhecer o desempenho e emissões gasosas de um motor de ignição por compressão, naturalmente aspirado, operando com etanol

sobre hidratado, injetado diretamente na câmara de combustão por sistema separado para substituição parcial do óleo diesel.

Pretende-se com este trabalho conhecer as limitações operacionais da utilização de etanol sobre hidratado em substituição parcial ao óleo diesel, de modo que este possa vir a servir de base de consulta para trabalhos futuros que tenham por objetivo investigar a viabilidade econômica desta prática.

3. CONCEITUAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo descreve os principais conceitos científicos abordados nesta pesquisa, sobre a ótica da literatura atual, de modo a explicitar de forma clara o embasamento teórico que direcionou as etapas para a obtenção dos resultados.

3.1 Combustíveis e características

Entende-se por combustível uma substância que ao reagir com o oxigênio libera energia, podendo esta se encontrar no estado sólido, líquido ou gasoso. No caso de motores de combustão interna, as características e qualidades destes combustíveis podem impactar diretamente nas suas emissões, rendimento e vida útil (BOULANGER, 1978; MORAN e SHAPIRO, 2013). Os principais elementos que compõem os combustíveis usuais são o carbono e o hidrogênio, sendo a combustão dada como completa quando ambos são queimados, formando o dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O). No entanto, a combustão completa é tida como ideal, e não ocorre efetivamente. O enxofre, quando presente, além de não contribuir expressivamente com a energia liberada, pode causar poluição e problemas relacionados à corrosão (MORAN e SHAPIRO, 2013).

Características como massa específica, viscosidade, composição química e poder calorífico definem a aplicação de um dado combustível, sendo que em motores de combustão interna, o poder calorífico está diretamente associado aos parâmetros de consumo específico e potência específica.

O poder calorífico (PC) de um combustível pode ser entendido como a energia máxima por unidade de massa liberada em sua oxidação a volume constante ou pressão constante e temperatura padrão de 25°C. Pode ser dividido em Poder Calorífico Superior (PCS) e Poder Calorífico Inferior (PCI). O primeiro é tido como a soma das energias liberadas no processo de combustão considerando a água no estado de vapor, acrescentada pela oxidação dos combustíveis hidrogenados. Já o segundo é a energia liberada no processo de

oxidação do combustível com a água permanecendo no estado líquido, como descrito na Equação 1 (HEYWOOD 1988).

$$PCI = PCS - (\frac{m_{H_2O}}{m_c}).h_{fH_2O} \quad (1)$$

Onde:

m_{H_2O} = Massa de água introduzida ou produzida na queima [kg];

m_c = Massa de combustível [kg];

h_{fH_2O} = Entalpia específica de evaporação [kJ/kg];

3.1.1 *Óleo diesel*

O óleo diesel é um produto derivado de petróleo constituído por hidrocarbonetos com cadeia variando de 10 a 16 átomos de carbono por molécula, com poder calorífico inferior (PCI) em torno de 43 MJ/kg, tendo suas características químicas e físicas, tais como densidade, teores de enxofre, número de cetano, entre outras, regulamentadas pela primeira vez através da norma DIN EN 590 (BASSHUYSEN e SCHAFER, 2004).

Os tipos de óleo diesel comercializados no país são especificados atualmente pela RESOLUÇÃO ANP n°50/2013. Esta resolução classifica o óleo diesel em “A”, destinado a veículos de uso rodoviário não contendo adição de biodiesel, e “B”, igualmente destinado a veículos de uso rodoviário, porém possuindo adição de 8% em volume de biodiesel (B8), conforme definido pelo Conselho Nacional de Políticas Energéticas (CNPE) por meio da RESOLUÇÃO n°11/2016. Estes combustíveis são ainda especificados com as nomenclaturas “A S10” e “B S10” que indicam teor de enxofre máximo de 10 mg/Kg, e ainda “A S500 e B S500”, que por sua vez indicam teor de enxofre máximo de 500 mg/Kg. As demais características do óleo Diesel estão especificadas na tabela do Anexo I.

A massa específica, a viscosidade e o número de cetano estão dentre as características mais importantes do óleo diesel, sendo o número de cetano

diretamente ligado à capacidade do combustível entrar em auto-ignição. O óleo diesel também auxilia na lubrificação dos motores. Caso um motor de ignição por compressão opere com combustível contendo baixo número de cetano, poderão ocorrer falhas na combustão (STONE, 1992).

3.1.3 Etanol

O etanol é um produto de aplicações diversas na indústria e no uso residencial, sendo largamente utilizado como combustível de motores a combustão interna, tanto na forma de Combustível Hidratado (EHC), Combustível Hidratado Premium (EHCP) e Anidro Combustível (EAC), sendo este último empregado em mistura a gasolina. É um produto incolor, totalmente solúvel em água, volátil e inflamável, sendo que para comercialização como combustível suas características técnicas devem atender às especificações da Resolução ANP *n°19/2015*, mostradas na Tabela do Anexo II. Conforme relatado por Morais (2016), o Poder Calorífico Inferior (PCI) do etanol hidratado é inferior ao da gasolina e do óleo diesel, possuindo um valor de aproximadamente 26,4 MJ/kg.

Reis (2004) e Morais (2016) citam que, devido ao maior poder antidetonante, o etanol pode ser empregado como combustível em motores com maiores razões de compressão sem ocorrência do fenômeno de detonação, no entanto, um maior consumo específico passa a ser observado, devido a seu menor poder calorífico.

3.2 Mistura ar/combustível

A razão Ar/Combustível (A/F) é a razão entre a quantidade de ar e a quantidade de combustível em uma reação, podendo ser escrita em base molar ou mássica (MORAN e SHAPIRO, 2013). Está diretamente relacionada à conservação de massa de cada elemento químico na combustão, sendo que a porção de combustível requerida para uma queima completa é determinada em função do montante de oxigênio disponível na câmara de combustão. A razão de ar/combustível afeta diretamente a potência, eficiência e as emissões de

poluentes de um motor a combustão interna (STONE, 1992). Se o oxigênio disponível for suficiente, o combustível poderá ser completamente oxidado, obtendo-se assim uma combustão ideal, onde todo carbono contido no combustível é convertido em dióxido de carbono (CO_2) e todo hidrogênio é convertido em água (H_2O).

A mistura ar/combustível deve ser adaptada de acordo com o combustível utilizado, tipo de motor e condição operacional, podendo se caracterizar como mistura pobre, que possui mais ar que combustível na câmara de combustão; mistura rica, que possui mais combustível que ar, ou mistura estequiométrica, que por sua vez, possui quantidades exatas de ar para a quantidade de combustível presente na câmara de combustão. Motores de ignição por centelha (SI) com injeção direta podem operar com misturas pobres ou estequiométricas, enquanto motores de combustão por compressão (CI) operam sempre com misturas pobres, proporcionando uma queima mais lenta com menores picos de temperatura e pressão, reduzindo assim a tendência de detonação (STONE, 1992).

3.3 Motores a combustão interna

Os motores a combustão interna são definidos por Heywood (1988) como sendo máquinas térmicas que transformam a energia química dos combustíveis ou carburantes em energia mecânica. Em geral, os motores operam por dois processos de ignição, sendo um por centelha e outro por compressão. Os motores de ignição por centelha operam no ciclo Otto, enquanto os motores de ignição por compressão operam no ciclo Diesel.

No processo de combustão envolvendo combustíveis baseados em hidrocarbonetos e oxigênio, é obtida energia em forma de calor por reações exotérmicas que expandem o gás contido nos cilindros do motor promovendo a ocorrência do trabalho mecânico. Esta energia térmica obtida é determinada pela composição química dos hidrocarbonetos contidos no combustível (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

Na ignição por centelha, a mistura ar/combustível é injetada no cilindro e comprimida, sendo a ignição iniciada por uma descarga elétrica ao final da fase

de compressão (HEYWOOD, 1988). Esta ignição usualmente possui chama pré-misturada, onde a mistura ar/combustível deve sempre estar próxima da estequiométrica para proporcionar adequadas ignição e combustão.

Na ignição por compressão, o combustível é injetado em alta velocidade na câmara de combustão imediatamente antes do ponto morto superior (PMS) por um dispositivo composto por injetores com pequenos orifícios que proporcionam sua atomização. Nesta situação, o combustível é vaporizado ao entrar em contato com o ar quente dentro do cilindro dando origem a uma mistura ar/combustível.

Uma vez que o ar contido no cilindro se encontra a uma temperatura e pressão acima do ponto de ignição do combustível, uma ignição espontânea ocorre após um curto intervalo de tempo conhecido como período de atraso, onde reações inflamam parte do combustível pré-misturado com o ar resultando na rápida liberação de calor. O restante do combustível é consumido em uma chama difusiva de alta temperatura, onde a mistura ar/combustível tende a ser estequiométrica somente na frente da chama (HEYWOOD, 1988). As restrições aos combustíveis usados neste motor limitam-se à sua viscosidade, lubricidade e número de cetano (MOLLENHAUER e TSCHOEKE, 2010).

3.3.1 Sistemas de injeção de combustível

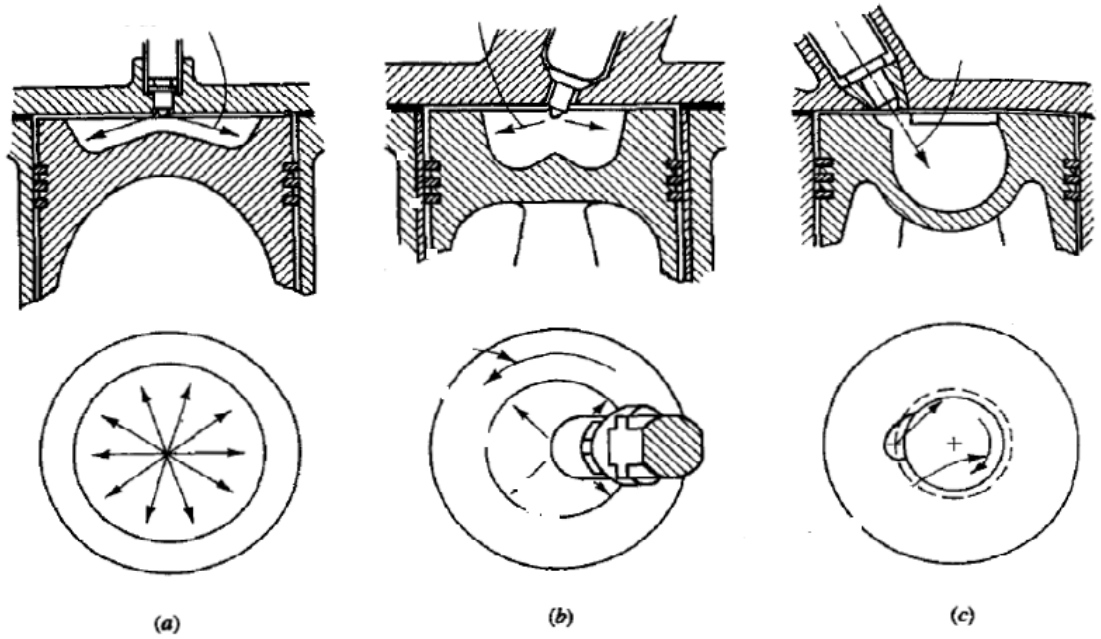
Os sistemas de injeção de combustível provocam impacto direto no desempenho e emissões de motores de combustão interna (STONE, 1992). São responsáveis por fornecer o combustível necessário à demanda do motor, gerando uma pressão de injeção adequada para atomização, proporcionando a formação de uma mistura ar/combustível satisfatória para uma adequada combustão. São divididos em basicamente dois tipos, podendo ser de injeção direta ou injeção indireta.

Nos sistemas de injeção direta, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão do motor, sendo esta situada no topo do pistão e cabeçote, onde a taxa de queima é controlada pela quantidade de combustível injetado pela taxa de injeção. As geometrias e características destes sistemas

variam conforme dimensões, capacidade e tecnologia empregadas. A Figura 1 ilustra os principais tipos existentes, onde a ilustração (a) mostra as características de uma câmara de combustão projetada para ser aplicada em motores de grandes dimensões, enquanto as ilustrações (b) e (c) mostram as características de câmaras projetadas para motores de médio e pequeno porte.

Em motores de maiores dimensões, onde o requisito de mistura ar/combustível é menos rigoroso, a energia e velocidade do combustível injetado são suficientes para se alcançar uma taxa de mistura de ar/combustível adequada à combustão. Já em motores de menores dimensões, é utilizada a técnica de turbulência dentro do cilindro para se obter uma melhor taxa de mistura, sendo esta gerada pelo formato do sistema de admissão de ar e pelo formato da câmara de combustão.

FIGURA 1 – Sistema de injeção direta de combustível



Fonte: Adaptado de Heywood 1988 a) Câmara de combustão com injetor de múltiplos orifícios; b) Câmara de combustão com injetor de múltiplos orifícios e ar turbulento; c) Câmara de combustão tipo bolha com injetor mono orifício e ar turbulento;

Sistemas de injeção direta tendem a proporcionar melhor eficiência quando comparados aos sistemas de injeção indireta, porém apresentam maiores custos de fabricação por necessitar de equipamentos mais robustos, devido às pressões de trabalho mais elevadas (OLIVEIRA, 2015).

No sistema de injeção indireta, por sua vez, o combustível pode ser injetado no coletor de admissão, para motores a gasolina, ou em uma pré-câmara, no caso de motor Diesel. Esta pré-câmara é conhecida também como câmara turbulenta, e é projetada de modo a proporcionar uma correta mistura entre combustível e ar, fazendo com que a combustão se inicie antes da câmara principal, aumentando assim a velocidade de queima (STONE, 1992).

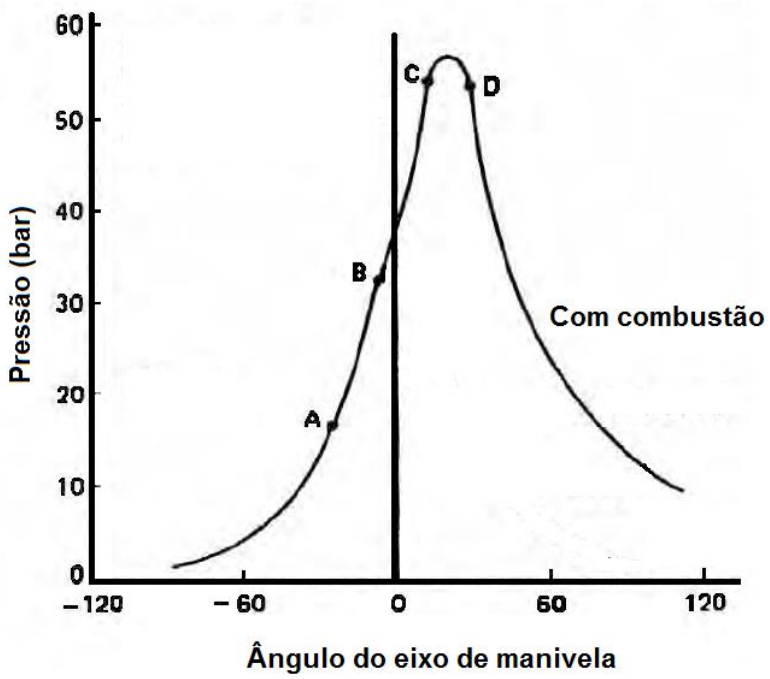
Motores que operam com injeção indireta tendem a produzir maiores emissões de fuligem devido à insuficiência de ar em alta temperatura na segunda câmara após a ignição (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

3.3.2 Ponto de injeção de combustível

A injeção direta de combustível nos motores de ignição por compressão deve proporcionar um ponto máximo de pressão entre 10° e 20° após o ponto morto superior (APMS) do cilindro, para que a máxima potência possa ser obtida (STONE, 1992).

Após a injeção direta de combustível, existe um intervalo de tempo em que ocorre sua vaporização e mistura antes da queima, chamado por Heywood (1988) de atraso de ignição, ilustrado na Figura 2, onde o ponto (A) indica o início da injeção de combustível e o ponto (B) indica o final. Neste intervalo (AB) ocorre à vaporização parcial e mistura do combustível ao ar dentro do cilindro. No intervalo (BC) ocorre uma combustão rápida, no qual todo combustível preparado na fase anterior é queimado rapidamente acarretando em um rápido aumento da pressão dentro da câmara de combustão. Já no intervalo (CD) ocorre uma combustão controlada da mistura ar/combustível. O ponto (D), por sua vez, indica o fim da combustão.

FIGURA 2 – Ponto de injeção de combustível



Fonte: Adaptado de STONE 1992

3.3.3 Razão de compressão

É a razão entre o volume máximo do cilindro, obtido quando o pistão se encontra no ponto morto inferior (PMI), e o volume mínimo do cilindro, obtido quando o pistão se encontra no ponto morto superior (PMS). A razão de compressão é expressa por um valor adimensional, obtido pela Equação (2).

$$R_c = \frac{v_d + v_c}{v_c} \qquad (2)$$

Onde:

R_c = Razão de compressão;

v_d = Volume deslocado [m³];

v_c =Volume da câmara de compressão [m³].

3.3.4 Detonação

O fenômeno de detonação tem origem em uma liberação extremamente rápida da energia existente na queima espontânea do combustível contido à frente da propagação da chama (HEYWOOD, 1988). Quando esta liberação de energia acontece, é observado um aumento significativo da pressão local, que pode resultar na transmissão de ruídos e ondas de choque através da estrutura do motor. A detonação pode causar vários danos, tais como a redução da vida útil e quebras precoces de componentes. Stone (1992) relata que uma combustão muito rápida pode provocar detonação. Assim sendo, este fenômeno pode ser reduzido evitando injeção rápida de grande quantidade de combustível em motores do ciclo Diesel.

3.4 Parâmetros de desempenho de motores de combustão interna

Alguns parâmetros servem de referência para avaliação de motores quanto ao atendimento a requisitos ambientais e de desempenho. Estes parâmetros possibilitam a comparação entre motores de diferentes geometrias e características.

3.4.1 Potência

Definida por Moran e Shapiro (2013) como sendo a taxa de transferência de energia por meio de trabalho, a potência representa o trabalho produzido em uma unidade de tempo. No caso de motores de combustão interna, é o produto do torque pelo deslocamento angular na unidade de tempo (BOULANGER, 1978), podendo ainda ser dividida basicamente em potência específica e mássica. Heywood (1988) descreve a potência como especificado na Equação (3):

$$P_b = 2.\pi.\omega.\tau \tag{3}$$

Onde:

P_b = Potência disponível no eixo do motor [W];

ω = Rotações por segundo;

τ = Torque [N.m].

A potência específica é a potência real do motor, obtida pela divisão da potência em kW pela cilindrada em litros (BOULANGER 1978). A potência mássica, por sua vez, também conhecida como relação peso/potência, é definida como a massa do motor dividida pela potência efetiva do mesmo. As potências específicas e mássicas são utilizadas para se comparar motores de características físicas diferentes.

3.4.2 Eficiência de conversão de combustível

Heywood (1988) cita que a eficiência de conversão de combustível, ou eficiência térmica, é determinada pela razão do trabalho útil produzido pelo eixo do motor e a energia química contida no combustível utilizado, uma vez que parte desta energia não é convertida totalmente em trabalho mecânico. Esta relação pode ser expressa pelas Equações (4) e (5).

$$\eta_t = \frac{3{,}6.P_b}{\dot{m}_f.PCI}.100\% \tag{4}$$

$$\eta_{t,d} = \frac{3{,}6.P_b}{\dot{m}_d.PCI_d + \dot{m}_e.PCI_e}.100\% \tag{5}$$

Onde:

η_t = Eficiência de conversão de combustível [%];

$\eta_{t,d}$ = Eficiência de conversão de combustível do motor no modo bicombustível [%];

P_b = Potência produzida [kW];

$\dot{m}_f$ = Vazão de massa de combustível [kg/h];

$\dot{m}_d$ = Vazão de massa de óleo diesel [kg/h];

$\dot{m}_e$ = Vazão de massa de etanol [kg/h];

PCI = Poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

PCI_d = Poder calorífico inferior do óleo diesel [MJ/kg];

PCI_e = Poder calorífico inferior do etanol [MJ/kg].

3.4.3 Consumo específico

É a massa em gramas de combustível consumido em 1 hora para produzir 1 kW de potência (BOULANGER, 1978). Essa medida relaciona diretamente a quantidade de combustível consumido por unidade de potência produzida, e pode ser obtida conforme Equação (6).

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \tag{6}$$

Onde:

SFC = Consumo específico de combustível [g/kW.h];

$\dot{m}_{Fs}$ = Vazão de massa de combustível [g/h];

P_b = Potência produzida [kW].

Para operações utilizando misturas de combustíveis de características diferentes, tais como óleo diesel e etanol, Morais (2012) considerou o consumo específico equivalente, determinado a partir da vazão mássica de óleo diesel equivalente à energia contida na massa de etanol consumida, como mostrado nas Equações (7) e (8).

$$SFC_{eq} = \frac{\dot{m}_d + \dot{m}_{d,corresp}}{P_b} \tag{7}$$

$$\dot{m}_{d,corresp} = \frac{\dot{m}_e . PCI_e}{PCI_d} \quad (8)$$

Onde:

SFC_{eq} = Consumo específico equivalente [g/kW.h];

$\dot{m}_{d,corresp}$ = Vazão de massa de óleo diesel correspondente [g/h];

3.4.4 Pressão média indicada (pmi)

Este parâmetro é definido como sendo o trabalho realizado pelo gás dividido pelo volume deslocado pelo pistão, não incluindo perdas mecânicas. Quanto maior o valor do pmi de um motor, maior é o trabalho realizado pelo gás contido no pistão. Pode ser obtido conforme equações (9) e (10):

$$Wi = \oint p.dV \quad (9)$$

$$pmi = \frac{Wi}{Vd} \quad (10)$$

Onde:

pmi = Pressão média indicada [kPa];

Wi = Trabalho indicado por ciclo [kJ];

Vd = Volume deslocado por ciclo [m³];

p = Pressão no interior do cilindro [kPa].

3.4.5 Taxa de liberação de calor (TLC)

Corresponde à taxa em que a energia do combustível é liberada pelo processo de combustão, podendo ser determinada através da curva de pressão interna do cilindro em função do ângulo do eixo de manivela. Devido à complexidade do processo de combustão, são utilizados modelos simplificados

de cálculo para comparar o desempenho de motores submetidos a diferentes condições de operação. Heywood (1988) apresenta um modelo zero-dimensional que se baseia na primeira lei da termodinâmica para um sistema aberto. Neste modelo, a combustão é analisada considerando-se as válvulas fechadas, o conteúdo do cilindro como sendo de gases ideais em temperatura uniforme para cada instante de tempo, mistura homogênea e não ocorrência de fluxo de ar nas fendas entre anéis de segmentos e pistão.

A equação desse modelo, na qual a taxa aparente de liberação de calor é obtida através da diferença entre a taxa total de liberação de calor e a taxa de calor transferido para as paredes do cilindro, é dada pela Equação (11):

$$TLC = \frac{\lambda}{\lambda - 1}.p\frac{dv}{d\theta} + \frac{1}{\lambda - 1}.V.\frac{dp}{d\theta} \quad (11)$$

Onde:

TLC = Taxa aparente da liberação de calor [kJ/°CA];

λ = Razão entre calor específico a pressão constante (Cp) e calor específico a volume constante (Cv) [adimensional];

$p\frac{dv}{d\theta}$ = Taxa de trabalho desenvolvido pelos gases sobre o pistão [kJ/°CA];

V = Volume da câmara de combustão [m³].

Heywood (1988) sugere que para uma análise simples, os valores de λ na Equação (11) podem ser aproximados, dentro de uma faixa apropriada, variando entre 1,3 e 1,35.

3.5 Emissões e poluentes

Uma combustão perfeita de um combustível hidrocarboneto com o oxigênio contido no ar atmosférico resulta teoricamente em dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O). Os demais elementos presentes nos gases de exaustão, tais como CO, NOx, THC, materiais particulados, entre outros, são derivados de um processo de combustão imperfeito por razões diversas (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004) e têm seus índices regulamentados por leis

de proteção ambiental. Heywood (1988) explica que a formação de poluentes é fortemente influenciada pela distribuição do combustível na câmara de combustão, entre uma série de outros fatores.

3.5.1 Emissões específicas

As concentrações de emissões nos gases de exaustão são usualmente medidas em Partes por Milhão (PPM) ou percentual volumétrico (%). No entanto, indicadores de níveis de emissões regulamentados e padronizados são mais usuais, pois permitem comparar emissões em motores de dimensões e características diferentes (HEYWOOD, 1988). O indicador mais usual é conhecido como Emissões Específicas, e corresponde à massa de poluente por unidade de potência gerada (g/kW.h), como observado nas Equações de (12) a (15).

$$sNOx = \frac{\dot{m}NOx}{P} \tag{12}$$

$$sCO = \frac{\dot{m}CO}{P} \tag{13}$$

$$sTHC = \frac{\dot{m}THC}{P} \tag{14}$$

$$sPM = \frac{\dot{m}PM}{P} \tag{15}$$

Onde:

$sNOx$ = Emissões específicas de NOx [g/kW.h];

sCO = Emissões específicas de CO [g/kW.h];

$sTHC$ = Emissões específicas de THC [g/kW.h];

sPM = Emissões específicas de PM [g/kW.h];

$\dot{m}NOx$ = Vazão de massa de NOx [g/h];

$\dot{m}CO$ = Vazão de massa de CO [g/h];

$\dot{m}THC$ = Vazão de massa de THC [g/h];

$\dot{m}PM$ = Vazão de massa de PM [g/h].

3.5.2 Formação de monóxido de carbono (CO)

As emissões de CO crescem com a combustão incompleta, ocasionada pela falta de oxigênio, e independem de parâmetros como razão de compressão, carga de operação, ponto de ignição e sistema de injeção de combustível. Motores de ignição por compressão tendem a emitir menores quantidades de CO do que motores de ignição por centelha, pois trabalham com misturas pobres, possuindo mais oxigênio disponível na câmara de combustão (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004). Valente (2007) relata que altas temperaturas também favorecem as emissões de CO, mesmo com quantidade suficiente de oxigênio, devido às maiores velocidades das reações.

3.5.3 Formação de óxidos de nitrogênio (NOx)

Os óxidos de nitrogênio que compõem o grupo poluente chamado de NOx (NO e NO_2), são componentes tóxicos (VALENTE, 2007). A formação destes óxidos durante o processo de combustão se dá por diversos fatores, tais como geometria da câmara de combustão, modo de operação do motor, composição do combustível, concentração de oxigênio, razão de ar/combustível, temperatura e pressão (HEYWOOD, 1988 e VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

A temperatura na câmara de combustão é um dos principais fatores de influência na formação de NOx, sendo que sua máxima formação ocorre em temperaturas entre 2200 K e 2400 K, decrescendo rapidamente com a variação da temperatura. Em altas pressões, a combustão tende a ocorrer em menores temperaturas, reduzindo a emissão de NOx (STONE, 1992).

3.5.4 Emissões de THC

As emissões de THC crescem com o aumento dos combustíveis parcialmente queimados e não queimados no processo de combustão. Vários mecanismos podem colaborar com a combustão incompleta, tais como ignição parcial, depósitos de combustível condensado nas paredes da câmara de combustão e existência de sobra de combustíveis depositados entre o pistão e anéis de vedação, ou mesmo nas sedes das válvulas.

Os hidrocarbonetos parcialmente queimados dependem da temperatura e quantidade de oxigênio disponível no momento da combustão. Se a mistura ar/combustível for rica, as emissões de THC tendem a aumentar significativamente. O mesmo ocorre quando se atinge o limite de flamabilidade da mistura com o aumento da relação ar/combustível (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

Lee et. al (2011) e Oliveira e Sodré (2016) citam que motores que operam com ignição por compressão emitem até 80% menos THC do que motores que operam com ignição por centelha, uma vez que os primeiros trabalham com mistura pobre e possuem maior eficiência.

3.5.5 Emissões de CO_2

Por ser um produto natural da combustão de hidrocarbonetos, a concentração de dióxido de CO2 tende a aumentar com o aumento da carga aplicada ao motor, devido ao aumento do consumo de combustível (Oliveira e Sodré, 2015). Perdas de eficiência de combustão, seguidas do aumento de emissões de THC e CO podem ocasionar na redução da emissão deste poluente (HEYWOOD, 1988).

3.5.6 Emissões de material particulado (PM)

Todos os componentes presentes na exaustão que podem ser separados por filtros em temperaturas abaixo de 51,7°C são considerados partículas, podendo se apresentar no estado sólido ou líquido (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004). O processo de formação de material particulado ou fuligem é influenciado pelo fluxo de combustível, tipo de chama, temperatura, tipo de combustível, projeto do motor, sistema de injeção e pressão. A oxigenação do combustível e o aumento da velocidade da formação da mistura contribuem para a redução da formação de fuligem (VALENTE, 2007 e OLIVEIRA e SODRÉ, 2016). Em motores do ciclo Diesel, a condição ideal para reduzir emissões de PM e THC vai contra a condição ideal para reduzir as emissões de NOx (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004).

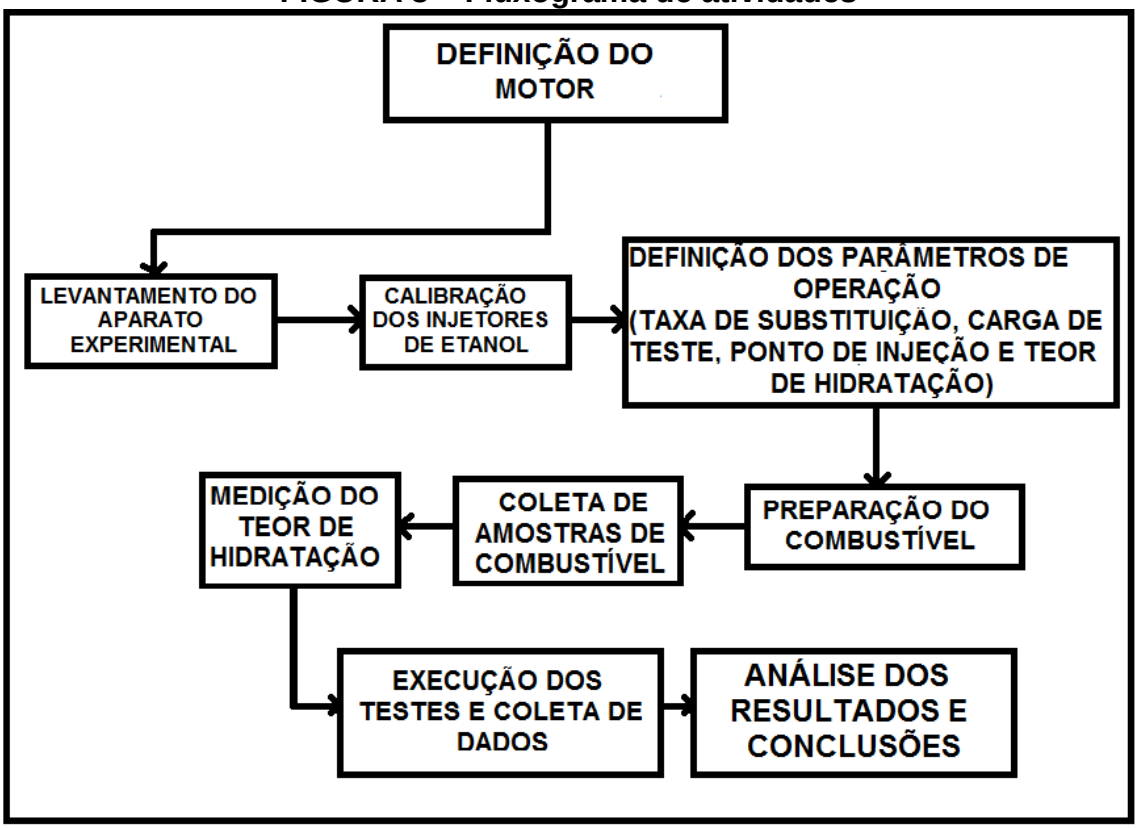
4. METODOLOGIA

Neste capítulo são descritas as etapas do teste experimental de forma detalhada, assim como o método utilizado para realização de cada atividade de monitoramento, medição e coleta de dados.

4.1 Fluxograma de atividades

A Figura 4 ilustra, de forma resumida, as atividades executadas nesta pesquisa nas suas respectivas ordens de prioridade.

FIGURA 3 – Fluxograma de atividades

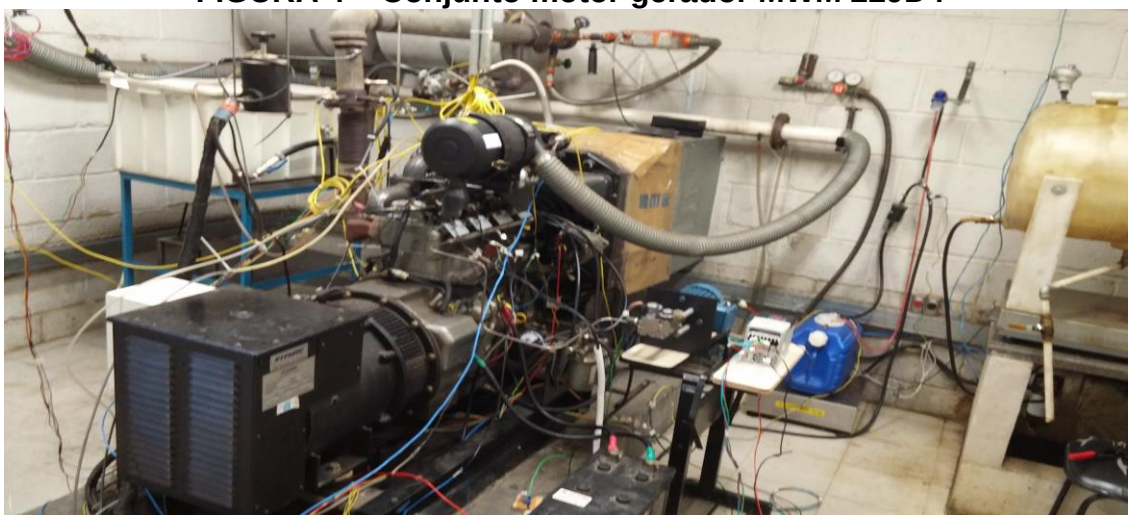


Fonte: Elaborado pelo autor

4.3 Características do motor utilizado

Foi utilizado um motor originalmente automotivo de ignição por compressão aspirado MWM 229D4 acoplado a um gerador de energia disponibilizado pela PUC Minas, conforme ilustrado na Figura 5.

FIGURA 4 – Conjunto motor gerador MWM 229D4



Fonte: Elaborado pelo autor

As características técnicas e construtivas do motor e gerador utilizados são especificadas no Quadro 2.

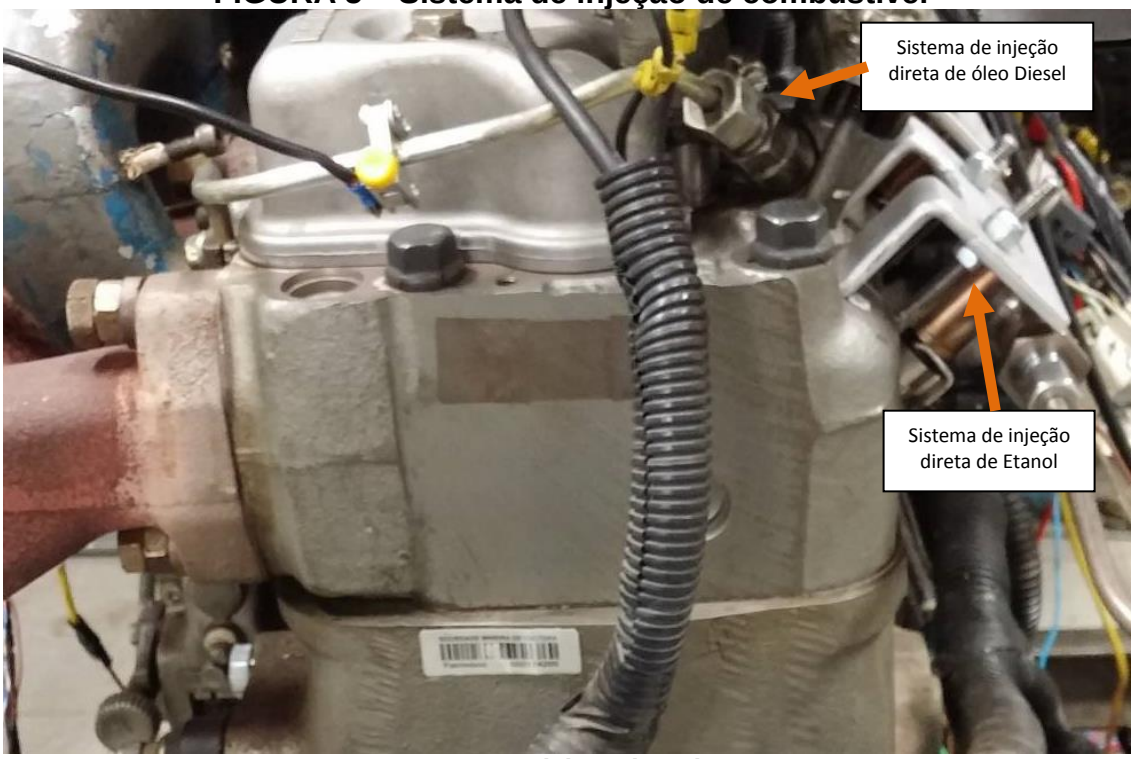
QUADRO 2 – Características do grupo motor-gerador

DADOS DO MOTOR	
PARÂMETRO	**TIPO OU VALOR**
FABRICANTE	MWM
MODELO	229/4
POTÊNCIA MÁXIMA A 1800 RPM	49 kW
TIPO DE CONSTRUÇÃO	DIESEL 4 TEMPOS EM LINHA
TIPO DE INJEÇÃO	DIRETA
ORDEM DE IGNIÇÃO	1-3-4-2
DIÂMETRO X CURSO	102 X 120 mm
CILINDRADA UNITÁRIA	0,980 LITROS
NÚMERO DE CILINDROS	4
CILINDRADA TOTAL	3,922 LITROS
ASPIRAÇÃO	NATURAL
RAZÃO DE COMPRESSÃO	17:01
ÂNGULO DE ABERTURA DA VÁLVULA DE EXAUSTÃO	510°CA DPMS
ÂNGULO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE ADMISSÃO	210°CA DPMS
ÂNGULO DE ABERTURA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO	0°CA DPMS
ÂNGULO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE EXAUSTÃO	720°CA DPMS
DADOS DO GERADOR	
PARÂMETRO	**TIPO OU VALOR**
N° DE POLOS	4
TENSÃO	220 VOLTS
N° DE FASES	3
POTÊNCIA CONTÍNUA (Kva)	55
FREQUÊNCIA (Hz)	60

Fonte: Adaptado do manual do fabricante

O motor possui dois dispositivos de injeção direta de combustível, montados por Oliveira (2018), sendo um para injeção de óleo diesel e outro para injeção de etanol, como ilustrado na Figura 5. O sistema de injeção de óleo diesel é composto por uma bomba e quatro injetores *Bosch,* controlados por um dispositivo eletrônico que mantém a rotação constante em 1800 RPM, gerando energia a uma freqüência de 60 Hz, independente da carga. Ao se injetar o etanol por meio de um segundo sistema de injeção, o dispositivo atua no acelerador, reduzindo o volume de injeção de óleo diesel, mantendo a rotação do motor constante.

FIGURA 5 – Sistema de injeção de combustível



Fonte: Elaborado pelo autor

A injeção direta de etanol foi realizada através de um sistema separado contendo quatro injetores Bosch modelo HDEV 5.1, sendo estes acoplados em um ramo de distribuição de aço inoxidável fixado aos cabeçotes. A pressão de trabalho dos injetores varia de 50 a 120 bar, tornando necessário o emprego de uma bomba elétrica de baixa pressão e uma bomba mecânica de alta pressão para esta atividade. A bomba de baixa pressão eleva a pressão a 5,5 Bar e direciona o etanol para a bomba de alta pressão Delphi modelo V7, que por sua vez eleva e mantém a pressão entre 50 e 120 bar com o auxílio de um

motor elétrico de ½ CV de potência. A pressão nos injetores é controlada por meio de uma válvula reguladora acionada através da técnica de modulagem de largura de pulso (PWM). Sua programação foi desenvolvida na plataforma *Arduino* UNO®, equipado com um micro controlador *Atmega* 328 e auxiliado pelo programa *Matlab*. Um controle Proporcional Integral Derivativo (PID) minimizou as flutuações de pressão, ficando estas menores que 5% durante os testes. O sistema conta também com um circuito de potência equipado com o circuito integrado LM1949N que possibilita o controle de injetores de baixa impedância através do controle de um transistor *Darlington* NPN.

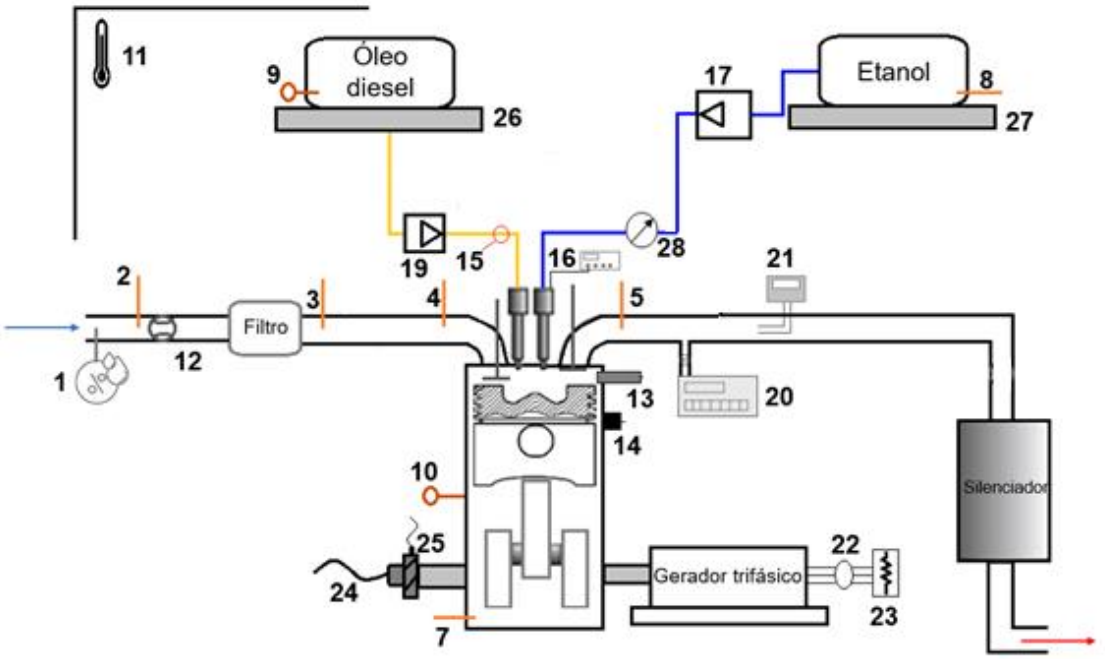
Para compensar a energia poupada na bomba de alta pressão de óleo diesel, uma carga de 380 watts, referente à máxima potência do motor da bomba de injeção de etanol, foi subtraída do resultado de potência gerada coletado.

O motor é equipado com uma *FuelTech* modelo *FT500* que permite alterar o ponto de injeção e o tempo de abertura dos bicos injetores de etanol mesmo com o motor em operação, possibilitando assim a obtenção de uma vazão mássica de combustível controlada em todas as cargas de operação.

Existem dois sensores magnéticos utilizados, sendo um para sincronização do módulo de controle com as posições dos cilindros do motor, posicionado em frente à roda dentada, fabricada em material ferroso com 58 dentes e um intervalo vazio. Este intervalo é posicionado de forma a passar pelo sensor quando o primeiro cilindro estiver ao final da compressão (PMS). O segundo sensor foi instalado para que o módulo reconheça o momento da combustão do primeiro cilindro, conforme o ciclo do motor. Este segundo sensor foi adaptado na tampa de inspeção da engrenagem de acionamento da bomba injetora de óleo diesel, que opera com a metade da rotação do motor, onde foi posicionado um pino de referência para a central eletrônica.

A Figura 6 ilustra de forma esquemática o posicionamento dos dispositivos e equipamentos utilizados durante a execução dos testes.

FIGURA 6 – Diagrama dos dispositivos de medição e monitoramento



1	Termohigrômetro	11	Barômetro: pressão atmosférica	21	Opacímetro
2	Termopar: ar da admissão	12	Sensor de vazão do ar admitido	22	Trandutor de grandezas elétricas
3	Termopar: ar após o filtro	13	Sensor de pressão da câmara	23	Banco de cargas resistivas
4	Termopar: mistura ar + gás recirculado	14	Sensor de detonação	24	Encoder
5	Termopar: gás de exaustão	15	Anel piezoelétrico	25	Roda dentada e sensor magnético
6	Termopar: gás recirculado	16	Injetor de etanol e controle eletrônico da injeção	26	Balança de bancada
7	Termopar: óleo do cárter	17	Bombas de baixa e alta pressão de etanol	27	Balança de bancada
8	Termopar: etanol do tanque	18	Válvula solenoide do EGR	28	Sensor de alta pressão
9	Termoresistor: óleo diesel do tanque	19	Bomba mecânica do óleo diesel		
10	Termoresistores: entrada e saída do arrefecimento	20	Analisador de gases da exaustão		

Fonte: Adaptado de Oliveira (2018)

4.4 Calibração dos bicos injetores de etanol

Inicialmente foi obtida a curva de vazão mássica de injeção de óleo Diesel para cada carga aplicada, sendo esta unidade dada em kg/hora. Com este dado inicial, as vazões mássicas de etanol para cada mistura e carga empregada foram calculadas conforme Equação (16).

$$\dot{m}_E = P_{\%} \frac{\dot{m}_{d0}.PCI_d}{PCI_E} \tag{16}$$

Onde:

$\dot{m}_{d0}$ = Vazão de massa de óleo Diesel no modo padrão [kg/h];

$P_{\%}$ = Percentual de substituição.

$\dot{m}_E$ = Vazão de massa de etanol [kg/h];

PCI_d = Poder calorífico inferior do óleo diesel [MJ/kg];

PCI_E = Poder calorífico inferior do etanol hidratado utilizado [MJ/kg];

A calibração do tempo de abertura e pressão de injeção dos bicos injetores de etanol foi efetuada para cada tipo de mistura de combustível antes dos testes. A curva de vazão foi obtida através da injeção do etanol pressurizado, com pressões variando entre 20 bar e 100 bar, variando-se também o tempo de abertura do eletro-injetor entre 0,65 ms e 1,5 ms.

A massa injetada foi obtida através da balança *Toledo*, modelo 9091, de resolução de 1g, e a duração dos testes para cada tempo de abertura foi de 2 minutos, sendo estes repetidos por três vezes. Após a calibração dos bicos injetores, os tempos de abertura e pressão de injeção foram corrigidos para cada mistura e carga aplicada.

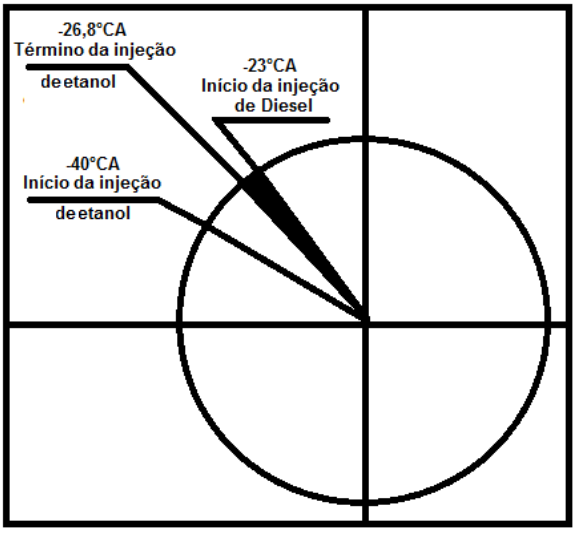
Os valores médios de vazão mássica de etanol em função do tempo de abertura dos injetores, assim como os valores empregados nos testes, são mostrados no Apêndice II.

4.5 Definição dos pontos de injeção de etanol e óleo diesel

Todos os testes foram realizados com o óleo diesel injetado a 23º CA antes do ponto morto superior, seguindo as especificações do fabricante do motor. O início da injeção do etanol, por sua vez, ocorreu a 40º CA antes do ponto morto superior, uma vez que este ponto de injeção apresentou melhor estabilidade de operação em testes anteriormente efetuados no mesmo motor (OLIVEIRA, 2018). Buscou-se trabalhar com a maior pressão de injeção de etanol possível. Esta prática, além de favorecer uma rápida pulverização do combustível (HEYWOOD, 1988), reduz os tempos de injeção, evitando a ocorrência da injeção após o ponto morto superior.

A Figura 7 ilustra o início e o tempo calculado da duração da injeção de combustível, considerando a condição onde o etanol é injetado com o maior tempo de abertura (1,23 ms), conforme especificado no plano de teste do Apêndice II. Observa-se que a injeção de etanol é concluída a 26,8°CA APMS, antes da injeção do óleo diesel, que se inicia a 23°CA APMS.

FIGURA 7 – Diagrama de injeção de combustível



Fonte: Elaborado pelo autor

4.5 Hidratação do etanol

Para se obter o grau INPM desejado foi utilizado um reservatório de dez litros de volume e uma balança digital da marca *TOLEDO*, modelo 2090, com

capacidade de 10 kg de carga e menor divisão de 1g. Nesta etapa, o reservatório foi colocado sobre a balança sem etanol e em seguida foi feito o *pré-set* desta, permitindo que a medição não levasse em consideração a massa do reservatório. Em seguida, o reservatório foi preenchido com etanol hidratado combustível (EHC) dentro das especificações da ANP até a balança acusar 7 Kg. Na seqüência, foi adicionada água destilada até chegar ao valor de massa referente ao etanol sobre hidratado no grau INPM desejado, onde o somatório da massa de etanol absoluto e massa de água foram determinados conforme especificado na Equação (17).

$$MESH = MEA + MH_2O \tag{17}$$

Onde:

MESH – Massa de etanol sobre hidratado [kg];

MEA – Massa de etanol absoluto [kg];

MH_2O – Massa de água destilada [kg];

A definição das misturas foi realizada de modo a identificar o percentual de energia do óleo diesel que a massa de etanol substitui. A mistura **D60E40-H07**, por exemplo, indica que 40% da energia do óleo diesel foi substituída por energia em massa de etanol equivalente, sendo o etanol hidratado com uma proporção de 7% de massa de água. Essa mistura é feita dentro da câmara de combustão do motor, por meio da injeção direta dos combustíveis por sistemas separados, a partir do tempo de injeção do etanol hidratado. A Tabela 4 mostra a composição de cada especificação de mistura de combustível com seu respectivo PCI_e calculado.

TABELA 4 – Composição das misturas de combustível

ESPECIFICAÇÃO DA MISTURA	GRAU° INPM DO ETANOL	MASSA DE ETANOL ABSOLUTO (%/kg)	MASSA DE H_2O (%/kg)	MASSA DE ÓLEO DIESEL (%/kg)	PCI_e (MJ/kg)
D60 E40-H07*	93	48	4	48	33,8
D60 E40-H10	90	47	6	47	32,8
D60 E40-H20	80	44	11	45	29,5
D60 E40-H30	70	41	18	41	26,2

Fonte: Elaborado pelo autor com base nos dados da ANP
***Etanol hidratado comercial conforme ANP**

Após a hidratação do etanol, foi coletada uma amostra de 1000 ml para verificação do teor alcoólico pelo método do densímetro de vidro, conforme especificação da norma ABNT NBR 5992:2009 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2009). Foram efetuadas três leituras de temperatura e densidade de cada amostra, sendo a média destes resultados utilizada para obter o grau INPM por meio dos valores determinados na tabela da norma. Os resultados obtidos foram registrados no Apêndice I.

4.6 Dados coletados

Os dados experimentais foram obtidos por meio dos dispositivos listados no Apêndice IV, coletados através de um sistema de aquisição desenvolvido na plataforma *LabVIEW* 7.1, sendo que as grandezas coletadas para análise posterior foram:

- Consumo da massa de etanol;
- Consumo da massa de óleo diesel;
- Vazão de massa de ar admitido pelo motor;
- Temperatura do ar de admissão antes da placa de orifício;
- Temperatura do ar de admissão antes do filtro de ar;
- Temperatura dos gases de exaustão;
- Temperatura do fluido de arrefecimento na entrada e saída do motor;
- Temperatura no reservatório de etanol;
- Temperatura no reservatório de óleo Diesel;
- Temperatura do óleo do cárter;
- Temperatura, Umidade relativa e pressão Barométrica da sala de teste;
- Pressão no interior do primeiro cilindro;
- Posição dos cilindros em relação ao eixo do motor;
- Níveis de vibração do bloco do motor;
- Momento da injeção do óleo diesel;
- Concentração de CO_2, CO, O_2, THC, NO, NOx e opacidade da fumaça dos gases de exaustão do motor (sendo este último coletado e inserido manualmente no programa);

- Características da energia elétrica gerada (carga, freqüência, tensão e corrente).

A medição da massa de etanol foi efetuada utilizando uma balança *Toledo*, modelo 2090, com carga máxima de 10 kg e resolução de 1g. A comunicação entre a balança e o *LabVIEW* 7.1 ocorreu por meio de uma interface RS-232. Para medição da massa de óleo diesel foi utilizada uma balança de bancada *Líder*, modelo LD 1050, com carga máxima de 50 kg e resolução de 5g. A comunicação entre a balança e o *LabVIEW* 7.1 também ocorreu através de uma interface RS-232.

A vazão mássica de ar admitido foi medida através de uma placa de orifício instalada no duto de admissão do motor, construída conforme norma ISO 5167 (2003), em que a leitura de pressão a montante e a jusante da placa de orifício é efetuada por meio de um medidor diferencial de pressão por coluna de líquido com escala em mmH_2O. Esses valores foram inseridos manualmente no sistema de aquisição de dados, sendo o cálculo da vazão do ar de admissão realizado em função da temperatura medida por um termopar do tipo K e coletada automaticamente.

Termopares de isolação mineral tipo “K” foram utilizados em conjunto com amplificadores instrumentais AD595 para coleta de temperatura, em que filtros analógicos do tipo passa-baixa foram construídos para condicionar os sinais para aquisição pelo *LabVIEW* 7.1. As temperaturas de entrada e saída da água do sistema de arrefecimento do motor e a temperatura do óleo diesel no tanque foram coletadas por termo resistores de platina do tipo PT-100, sendo o sinal destes enviados para um condicionador, e em seguida, para a placa de aquisição de dados.

A temperatura e umidade relativa da sala de testes foram medidas por meio de um termo higrômetro do fabricante *Delta Ohm*, modelo *DO 9406*, tendo o protocolo RS-232 empregado para sua comunicação com o *LabVIEW*. Já a pressão barométrica foi medida por um barômetro de Torricelli, com resolução de 1 mmHg, sendo esta leitura registrada manualmente no *LabVIEW*.

A pressão no interior do cilindro foi obtida por um sensor piezoelétrico de pressão do fabricante *Kistler*, modelo 6061B. O sensor foi continuamente

resfriado por circulação de água de modo a proporcionar uma melhor estabilidade da leitura, evitando assim o deslocamento térmico do sinal. O amplificador de carga *Kistler* 5037B3 fez a conversão da variação de carga elétrica para uma variação linear de tensão. O sensor foi instalado no motor por meio de uma camisa de montagem de forma a não obstruir a passagem da água de arrefecimento dos canais do cabeçote.

A referência da pressão com o ângulo do eixo de manivela foi realizada por um encoder fabricado pela *Dynapar*, modelo B58N, que gera pulsos com resolução de 0,5ºCA em rotações de até 6000 RPM, convertendo o movimento angular em uma série de pulsos elétricos. O encoder foi instalado no eixo do motor após a roda dentada, através de um acoplamento flexível que reduz vibrações provocadas por desalinhamentos. Os dados do encoder e do sensor de pressão foram adquiridos pelo *LabVIEW* 7.1, em uma freqüência de 50.000 Hz. Um filtro *Butterworth* passa-baixa de quarta ordem foi utilizado para eliminar os ruídos do sinal.

A vibração do bloco do motor foi monitorada por um sensor do tipo piezolétrico conhecido como sensor de detonação, instalado próximo ao primeiro cilindro do motor. O sensor é composto basicamente por uma massa, uma mola e cristais piezoelétricos que geram sinais elétricos ao sofrerem deformações induzidas pela vibração do motor em operação, indicando seus níveis de vibração.

O motor possui um anel piezoelétrico instalado na linha de injeção de alta pressão de óleo diesel do primeiro cilindro para monitorar o ponto e duração da injeção. Quando o injetor é pressurizado para dar início à injeção, o duto de aço se deforma fazendo com que o sensor piezolétrico produza uma tensão elétrica proporcional à deformação, sendo esta tensão reduzida ao fim da injeção, possibilitando a identificação do período de injeção. Um circuito amplificador do sinal elétrico foi utilizado para condicionar o sinal para leitura pelo *LabVIEW* 7.1.

A composição dos gases de exaustão foi analisada através de aparelhos específicos fabricados pela *California Analytical Instruments*, onde os valores foram dados em percentuais (%) ou partículas por milhão (ppm). O equipamento *CAI* modelo 30 determinou a Concentração volumétrica em

percentual (%) de dióxido e carbono (CO_2) e monóxido de carbono (CO) a partir dos métodos de absorção infravermelha, determinando também a concentração em percentual (%) de oxigênio pelo método paramagnético.

A concentração volumétrica de hidrocarbonetos não queimados (THC) foi determinada em partículas por milhão (ppm) pelo *CAI*, modelo 300 HFID, que utiliza a técnica de ionização da chama. Já as Concentrações volumétricas de óxido nítrico (NO) e óxidos de nitrogênio (NOX) foram determinadas em partículas por milhão (PPM) pelo *CAI*, modelo 400 HCLD, utilizando a técnica de luminescência química.

O percentual de material particulado na exaustão (%) foi medido por meio da opacidade da fumaça utilizando um opacímetro digital portátil da *SMOKE CHECK* modelo 2000, sendo este valor inserido manualmente no *LabVIEW* 7.1.

As características da energia foram monitoradas pelo analisador de energia trifásico *Fluke* modelo 1735, onde foram obtidos os parâmetros de tensão, corrente, potência e freqüência da corrente alternada. A resolução e erro de precisão do equipamento são as seguintes:

- Tensão: 0,1V ± 0,5% do valor medido;
- Corrente: 0,01A ± 1% do valor medido;
- Potência: 1W ± 1,5% do valor medido;
- Freqüência: 0,05Hz ± 0,5% do valor medido;

4.7 Procedimento para realização dos testes experimentais

Antes de iniciar os testes, foi drenado todo o combustível existente no reservatório de etanol. Foi feita a regulagem dos analisadores de gases com os gases padrão e foi efetuada uma inspeção visual em todo o sistema e dispositivos de medição, verificando a conexão de cabos e mangueiras. Após a conclusão desta etapa, foi realizado o *pré-set* das balanças de combustível e os reservatórios foram preenchidos, sendo o reservatório de óleo diesel preenchido com óleo diesel B8 e o reservatório de etanol preenchido com etanol conforme graus de hidratação da Tabela 4. Após a partida do motor,

este foi deixado por três minutos em carga de 10 kW para aquecimento e estabilização dos parâmetros de medição, sendo os tempos de injeção e ângulo do ponto de injeção de etanol regulados na *FuelTech FT500* posteriormente. O período de estabilização do motor após o ajuste dos parâmetros foi de 1 minuto, e o tempo de coleta de dados foi de 2 minutos para cada condição de teste.

O motor operou em cargas variando de 37,5 kW a 15 kW, conforme mostrado no plano de teste do Apêndice II, iniciando-se sempre na carga mais alta e terminando na carga mais baixar. Não foram efetuados testes em cargas inferiores às citadas, devido à impossibilidade de se manter a vazão de massa de etanol constante em cargas muito baixas. Isto acontece pelo fato de a vazão mínima dos injetores, obtida na pressão mínima de trabalho e tempo mínimo de abertura (50 bar e 0,7 ms), ser de 3,78 kg/h, como mostrado nas curvas de calibração no Apêndice II.

4.8 Cálculo de incerteza dos resultados de medição

A incerteza de medição tem por finalidade quantificar a qualidade do resultado da medição de uma determinada grandeza (DAMASCENO e OLIVEIRA, 2008). Os resultados de medição desta pesquisa são a média aritmética resultante de três testes. Para expressão do cálculo da incerteza das medições foi adotado a metodologia especificada no Guia para Expressão da Incerteza de Medição – *INMETRO* (2008).

A incerteza expandida (*I*.E), obtida conforme equação (18) é a incerteza combinada (*I*.C) multiplicada por um fator de abrangência baseado no número de graus de liberdade, levando-se em conta a quantidade de repetições dos testes, efetuadas para cada ensaio, para proporcionar uma confiabilidade mínima de 95% de significância nos resultados.

A incerteza combinada, por sua vez, é a raiz quadrada da soma quadrada das incertezas tipo A e B, como especificado na Equação (19). Entende-se por incerteza tipo A, a incerteza da amostragem obtida por métodos estatísticos, conforme especificado na Equação (20), enquanto a tipo B é obtida por outros meios, tais como a resolução do equipamento de

medição, temperatura ambiente, precisão de leitura especificada pelo fabricante, entre outros.

$$IE = IC \cdot K \tag{18}$$

$$IC = \sqrt{IA^2 + IB^2} \tag{19}$$

$$IA = \frac{S}{\sqrt{n}} \tag{20}$$

Onde:

IE : Incerteza expandida;

IA : Incerteza tipo A;

IB : Incerteza tipo B;

IC : Incerteza combinada;

S : Desvio padrão amostral;

n : Número de amostras (Testes);

K : Fator de abrangência;

Os cálculos detalhados das incertezas de cada etapa e os resultados das medições efetuadas estão registrados no Apêndice III.

4.9 Normalização dos resultados de potência e consumo específico

Os resultados de potência e consumo específico medidos foram corrigidos para as condições padrão de teste especificados na norma ISO 3046-1 (2002). As condições ambientais de pressão, temperatura e umidade relativa padrão, para teste em motores de combustão interna são respectivamente 100 kPa, 298 K e 30 %.

5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados de desempenho e emissões gasosas. Estes resultados indicam o comportamento do motor operando com misturas de combustível contendo óleo diesel e etanol sobre hidratado, injetados diretamente por sistemas separados.

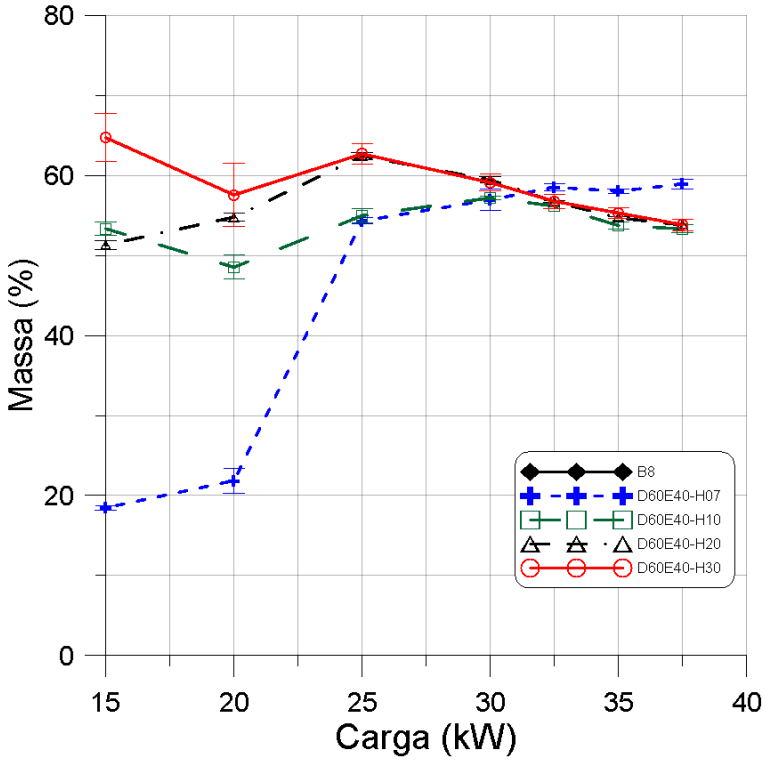
5.1 Proporção de substituição de combustível

Constatou-se que os resultados de proporção de combustível substituído tendem a apresentar maiores dispersões de valores em cargas baixas, acarretando altos valores de incerteza de medição. Estas dispersões altas podem estar associadas ao fato de se ter trabalhado com pressões e tempos de injeção próximos ao limite mínimo indicado na faixa de trabalho dos injetores de etanol (50 bar e 0,7 ms). Já nas cargas superiores a 30 kW, onde é injetado um maior volume de combustível, as incertezas apresentaram valores consideravelmente inferiores.

O Gráfico 2 mostra a taxa de substituição de combustível em função da carga de teste aplicada, com suas respectivas incertezas. Os resultados indicam que a fração de massa de óleo diesel substituída por etanol nos testes ficou próximo daquela especificada na Tabela 4, para cargas iguais ou superiores a 25 kW, com uma variação máxima de 9%.

A mistura D60E40-H07 não atingiu o percentual de substituição desejada em cargas menores que 25 kW. Resultado este que também pode ser atribuído ao fato de se ter utilizado pressões e tempo de injeção próximos ao limite inferior do injetor, dificultando assim a pulverização eficiente do combustível (AGARWAL et al. 2015).

GRÁFICO 2 – Carga x substituição de combustível



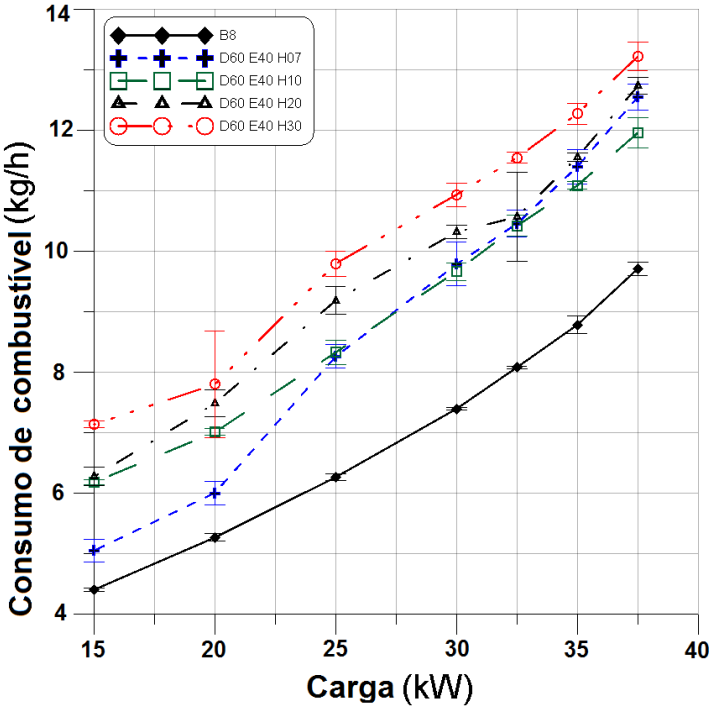
Fonte: Dados da pesquisa

Considerando as incertezas de medições e as limitações dos recursos de teste utilizados, os resultados acima comprovam que a estratégia de injeção apresentada no capítulo 4 foi eficaz para se efetuar a substituição de 40% da energia do óleo diesel por energia de etanol hidratado equivalente.

5.2 Consumo de combustível

Como previsto, o consumo de massa de combustível foi maior para todas as misturas contendo etanol hidratado, devido ao seu menor valor energético. O Gráfico 3 mostra o consumo de massa de combustível com a variação da carga de teste, sendo que este consumo cresce com o aumento do teor de hidratação do etanol. No entanto, a mistura que contém 7% de massa de água apresentou consumo maior que a mistura que contém 10%, na carga de 37,5 kW.

GRÁFICO 3 – Carga x consumo de combustível

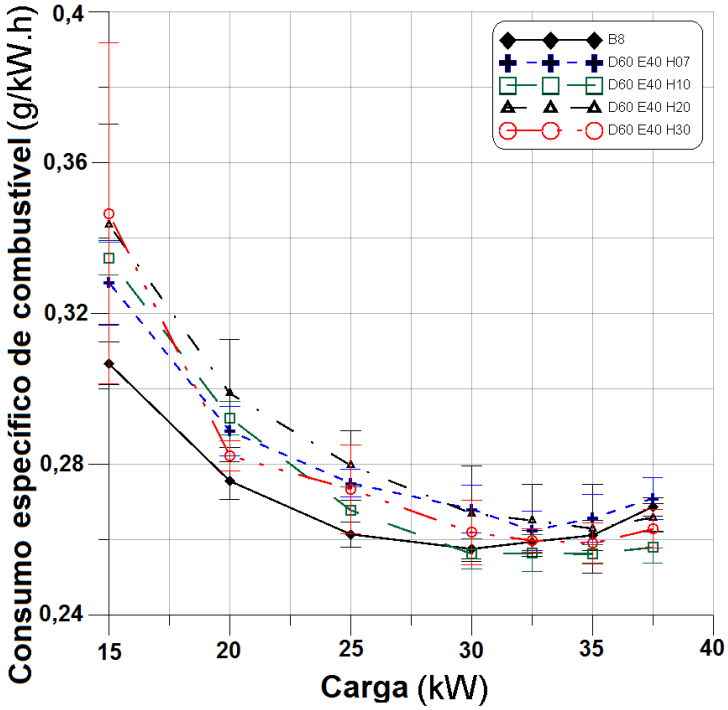


Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 4 mostra a variação do consumo específico de combustível com a variação da carga de teste. As misturas de combustível contendo etanol hidratado apresentaram consumo específico maior que o óleo diesel para cargas inferiores a 30 kW. No entanto, a mistura D60E40-H10 apresentou menor consumo específico em cargas superiores a 30 kW, atingindo uma redução de até 5% em relação ao óleo diesel. A mistura contendo 30% de massa de água apresentou o segundo menor consumo específico para cargas superiores a 32,5 kW. A mistura contendo 20% de massa de água também apresentou consumo específico inferior ao óleo diesel em carga máxima.

A redução do consumo específico, mesmo com a aplicação de combustíveis com menor valor energético, pode ser explicada pelo aumento da eficiência exergética resultante da aplicação de água em motores com altas razões de compressão (MORSY, 2015). Este fenômeno também pode ter sido favorecido pela disponibilidade de um maior volume de oxigênio nas misturas contendo etanol hidratado, que ajudou na manutenção da qualidade da combustão em cargas maiores.

GRÁFICO 4 – Carga x consumo específico de combustível



Fonte: Dados da pesquisa

Os valores de consumo específico foram calculados para a condição padrão conforme norma ISO 3046-1 (2002).

5.3 Eficiência de conversão de combustível

O Gráfico 5 ilustra a variação da eficiência de conversão de combustível com a variação da carga de teste. Esta eficiência representa a capacidade do sistema converter a energia disponível no combustível em trabalho realizado pelo eixo de manivela do motor.

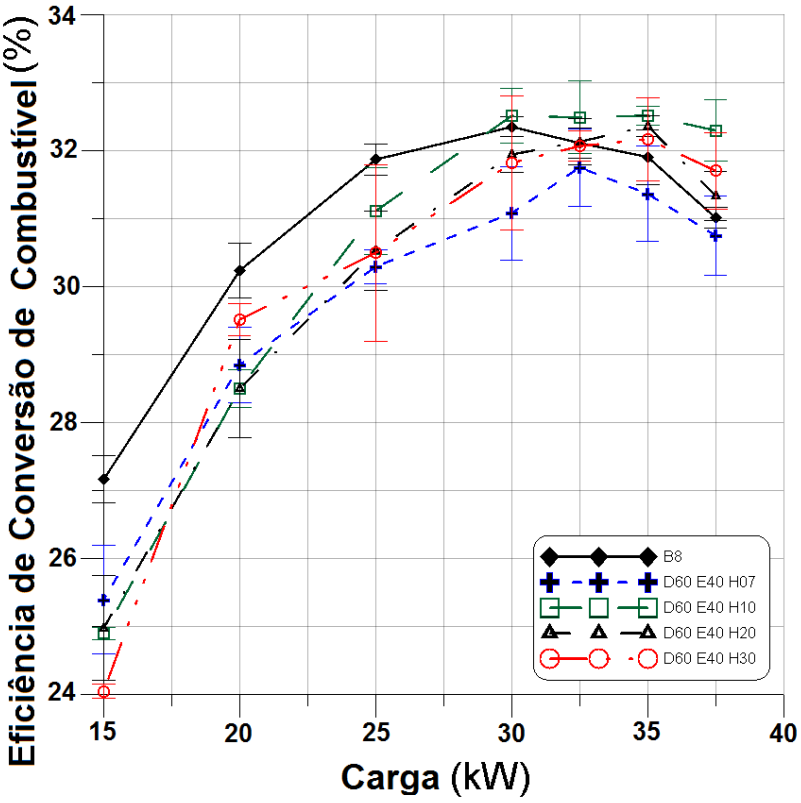
Os resultados indicam que as misturas contendo etanol hidratado apresentaram eficiências inferiores aqueles obtidos com o motor operando com óleo diesel, quando operando em cargas inferiores a 30 kW. No entanto, este resultado é diferente para cargas maiores. A mistura D60E40-H10 apresentou melhor eficiência de conversão para cargas superiores a 30 kW, seguida das misturas contendo 20% e 30% de massa de água respectivamente. Contudo, a mistura D60E40-H07 apresentou menor eficiência de conversão de combustível para todas as cargas acima de 25 kW.

Esta inversão de tendência indica que o volume de água presente no combustível pode ter favorecido o aumento da eficiência do motor em cargas maiores. Este resultado pode também ser relacionado ao fenômeno de micro explosões provocado pela presença de gotículas de água provenientes da sobre hidratação no óleo, seguido pelo maior volume de oxigênio contido nas misturas e pela alta temperatura de vaporização da água (CHANG et al, 2013).

A menor eficiência do óleo diesel em cargas altas pode estar relacionada à dificuldade em se obter mistura de ar/combustível de qualidade nesta condição. Os combustíveis contendo etanol hidratado possuem maior volume de oxigênio em sua composição, fazendo com que a qualidade da combustão destes seja menos afetada em cargas altas.

Ao comparar os resultados do Gráfico 4 com o Gráfico 5, pode ser observado um comportamento coerente, onde os combustíveis que apresentaram menores consumos específicos também apresentaram melhor eficiência de conversão de combustível.

GRÁFICO 5 – Carga x eficiência de conversão de combustível

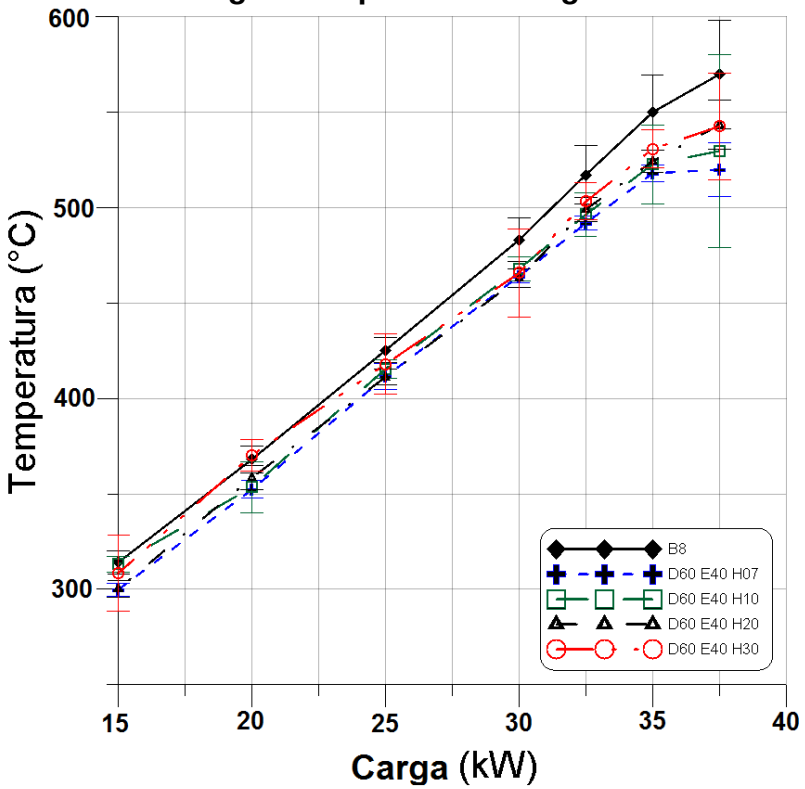


Fonte: Dados da pesquisa

5.4 Temperatura dos gases de exaustão

O Gráfico 6 mostra a variação da temperatura dos gases de exaustão com a variação da carga de teste. Todas as misturas contendo etanol hidratado apresentaram temperaturas dos gases de exaustão inferiores ao óleo diesel B8 em cargas superiores a 32,5 kW. As misturas contendo 20% e 30% de massa de água apresentaram temperaturas ligeiramente maiores que as demais misturas quando operando em carga máxima. Uma combustão mais lenta produz temperaturas mais elevadas nos gases de exaustão (HEYWOOD, 1988). Isso indica que o etanol hidratado presente nas misturas pode ter reduzido o tempo da combustão. O alto calor latente de evaporação do combustível também pode ter reduzido a temperatura dos gases no interior dos cilindros, contribuído para a redução da velocidade de combustão.

GRÁFICO 6 – Carga x temperatura dos gases de exaustão

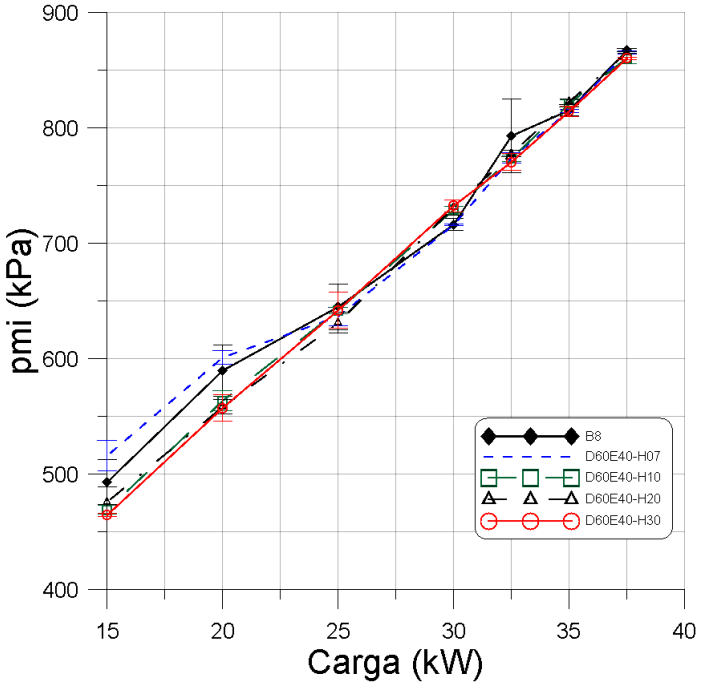


Fonte: Dados da pesquisa

5.5 Pressão média indicada (pmi)

Não foi constatada variação significativa na pressão média indicada com a utilização das misturas de combustível. As variações observadas ficaram dentro do campo de incerteza dos resultados. O Gráfico 7 mostra o resultado da pmi, calculada conforme Equação (10).

GRÁFICO 7 – Carga x pressão média indicada (pmi)



Fonte: Dados da pesquisa

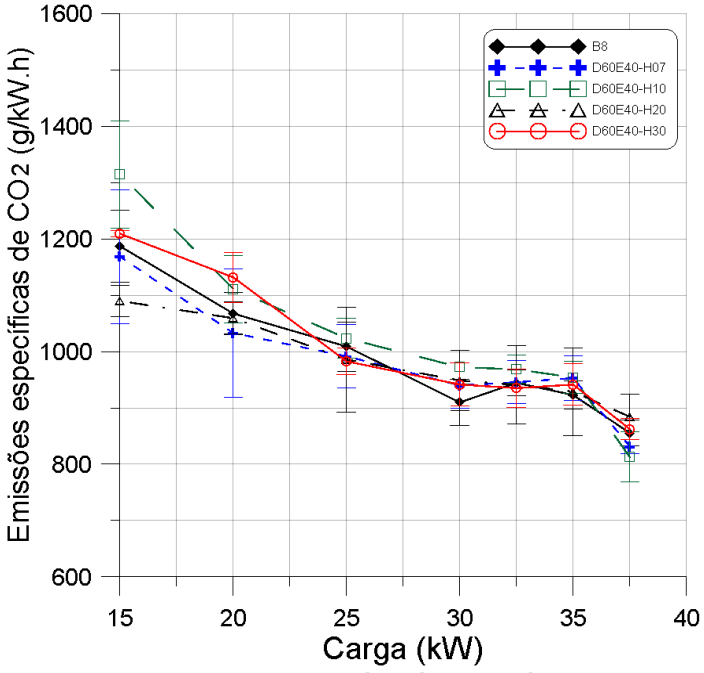
5.6 Emissões específicas

Os Gráficos de 8 a 12 ilustram o comportamento das emissões específicas de CO_2, CO, O_2, NOx, NO, THC e opacidade da fumaça obtidos nos testes, assim como suas respectivas incertezas combinadas. O Apêndice III mostra todos os resultados com seus respectivos cálculos de incertezas expandidas para todos os testes efetuados. Os resultados foram apresentados em g/kW.h, calculados conforme Equações (12) a (15), com exceção dos materiais particulados, que foram apresentados em percentual (%) de opacidade da fumaça expelida.

Os valores de incerteza de medição, apesar de expressivos, se mostraram compatíveis com os encontrados na literatura. Segundo Brito (2016), o cálculo de incerteza de emissões tende a ser complexo e a apresentar valores altos, devido ao grande número de variáveis medidas e calculadas. Em sua pesquisa, o autor calculou as incertezas relativas de emissões de um motor CONAMA P7, encontrando os valores de 65% para THC, 24% para CO, 9,5% para NOx e 21,2% para PM. Bielaczyc et al (2007), por sua vez, efetuaram cálculos de incerteza de emissões para motores Euro V, nos quais foram obtidas as incertezas relativas de 33% para THC, 42% para CO e 53% para NOx.

O Gráfico 8 mostra a variação de emissões específicas de CO_2 com a carga aplicada. As curvas de emissões de CO_2 apresentaram tendência semelhante à do óleo diesel para todas as misturas utilizadas, indicando que a presença do etanol hidratado não provocou variações significativas neste resultado. A msitura D60E40-H10 proporcionou níveis ligeramente piores de emissões de CO_2. Estes níveis foram maiores em até 11% para cargas baixas quando comparados ao óleo diesel, apresentando ainda maiores dispersões de resultados em carga máxima, podendo este aumento ser associado a uma menor qualidade da combustão neste ponto.

GRÁFICO 8 – Carga x emissões específicas de CO_2

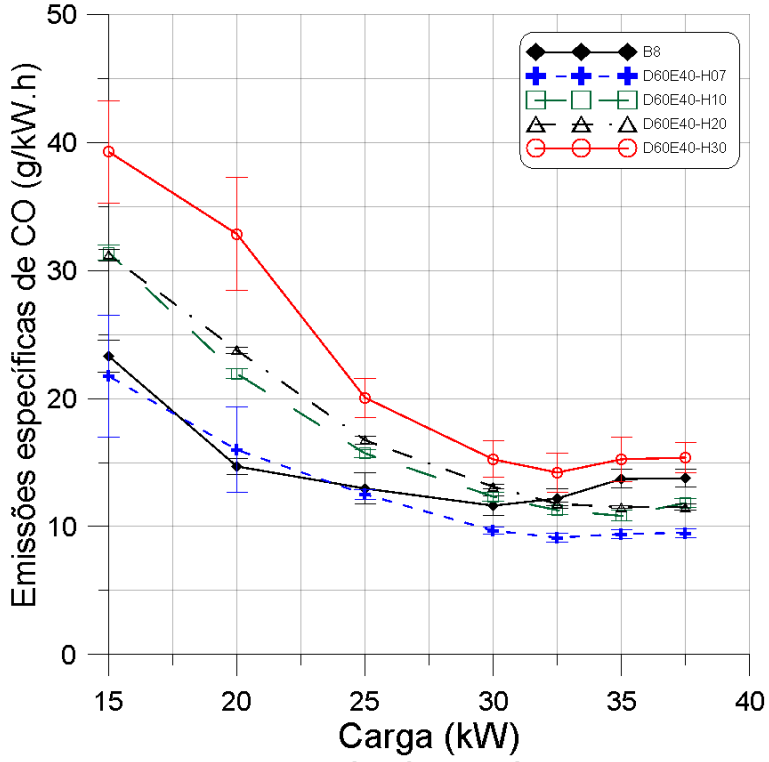


Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 9 ilustra os resultados de emissões específicas de CO com a variação da carga aplicada. Foi observado um aumento proporcional da emissão deste poluente com o aumento do volume de água presente no combustível. A mistura D60E40-H30 apresentou um aumento de até 180% nas emissões de CO em cargas baixas e 40% em cargas altas em comparação ao óleo diesel. Por outro lado, a mistura contendo 7% de massa de água apresentou menores índices de emissão do poluente em cargas a partir de 30kw.

A formação de CO é ligada à qualidade da combustão, sendo esta influenciada pela temperatura e disponibilidade de oxigênio dentro do cilindro. Misturas de combustível contendo etanol hidratado apresentam maior volume de oxigênio em sua composição química (REIS, 2004 e VALENTE, 2007), indicando assim que o aumento de emissões de CO em cargas inferiores a 30 kW pode resultar de uma menor temperatura de combustão associada a uma queda na eficiência térmica, associados a um maior consumo específico, como visto no Gráfico 4.

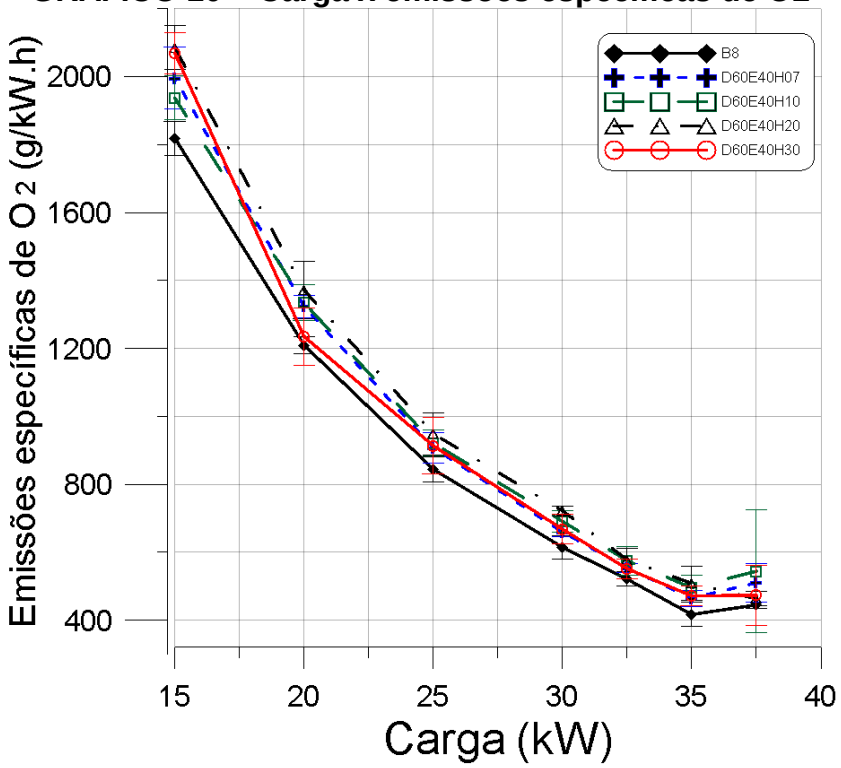
GRÁFICO 9 – Carga x emissões específicas de CO



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 10 mostra os valores da variação de emissões específicas de O_2 com a variação da carga de teste. A redução de emissões específicas de O_2 com o aumento da carga é natural, devido à maior quantidade de mistura ar/combustível queimada (OLIVEIRA e SODRÉ, 2015). Os resultados indicaram que o volume de oxigênio presente nos gases de exaustão foi maior para todas as misturas de combustível contendo etanol hidratado, comparadas ao óleo diesel. Isso pode ser explicado pelo fato do combustível contendo etanol hidratado apresentar maior quantidade de oxigênio em sua composição química. Contudo, os resultados não indicam uma tendência clara no comportamento da variação de emissão de O_2 com a quantidade de água empregada nas misturas.

GRÁFICO 10 – Carga x emissões específicas de O2



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 11 mostra as variações das emissões específicas de NOx com a variação das cargas de teste. Os resultados indicam que as emissões deste poluente, obtidas com o motor operando com mistura de combustível contendo etanol hidratado, foram menores que aquelas obtidas com o motor operando somente com óleo diesel. Pontos isolados, tais como nas misturas D60E40-

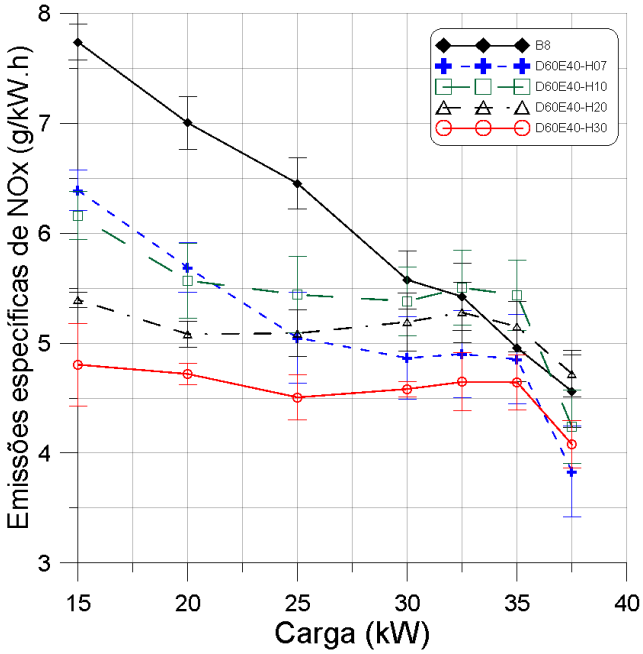
H10 operando em carga de 35 kW, e D60E40-H20 operando em cargas de 35 kW e 37,5 kW, apresentaram tendências de emissões de NOx superiores ao óleo diesel.

Os resultados indicaram que quanto maior o volume de água presente na mistura, menor é a emissão de NOx em cargas menores e iguais a 35 kW. No entanto, em cargas superiores a 35 kW, o volume de emissões do poluente tende a ser próximo para todos os combustíveis utilizados.

A mistura D60E40-H07 apresentou uma tendência particular, se mostrando mais sensível à variação de carga que as demais misturas, proporcionando maiores índices de emissões do poluente em cargas mínimas (15kW), e menores índices em carga máxima (37,5 kW). A msitura D60E40-H30, por sua vez, apresentou menores resultados de emissões de NOx, exceto em carga máxima.

Uma vez que a formação de NOx é fortemente dependente da temperatura e concentração de oxigênio, a redução deste poluente com o aumento da concentração de água nas misturas pode ser relacionada com a ocorrência de menores temperaturas na câmara de combustão, devido à presença de quantidades maiores de vapor de água e maior carlor latente do etanol (SARI, 2017).

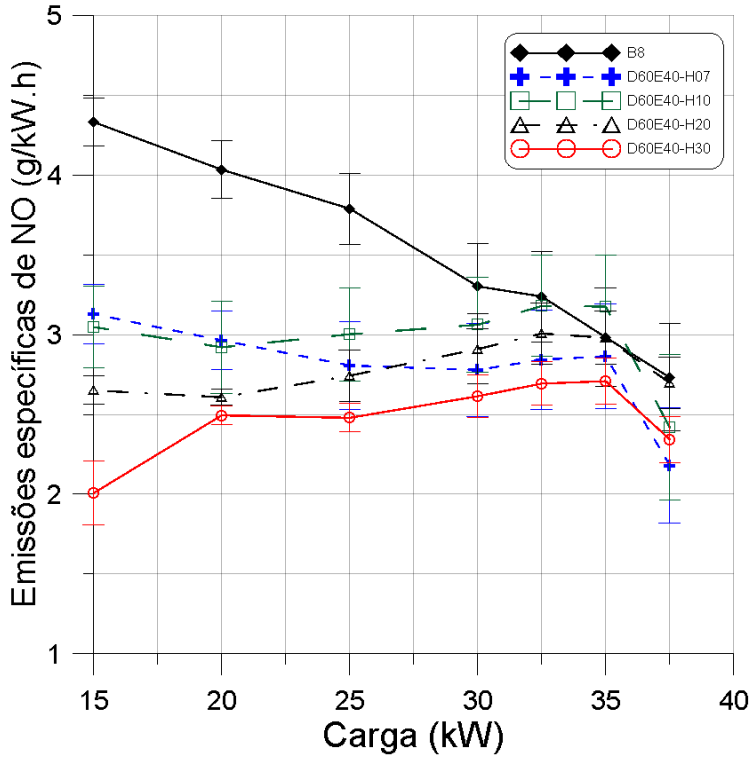
GRÁFICO 11 – Carga x emissões específicas de NOx



Fonte: Dados da pesquisa

O gráfico 12 apresenta os resultados das variações de emissões específicas de NO com a variação da carga de teste, no qual os resultados apresentaram comportamento semelhante às emissões de NOx. A mistura de combustível contendo 30% de massa de água reduziu em até 37% o nível de emissões do poluente. Somente a mistura D60E40-H10 apresentou emissões de NO superiores às do óleo diesel na carga de 35 kW, mostrando que os efeitos dos fatores que atuam na formação do poluente variam em função das características de operações do motor.

GRÁFICO 12 – Carga x Emissões específicas de NO



Fonte: Dados da pesquisa

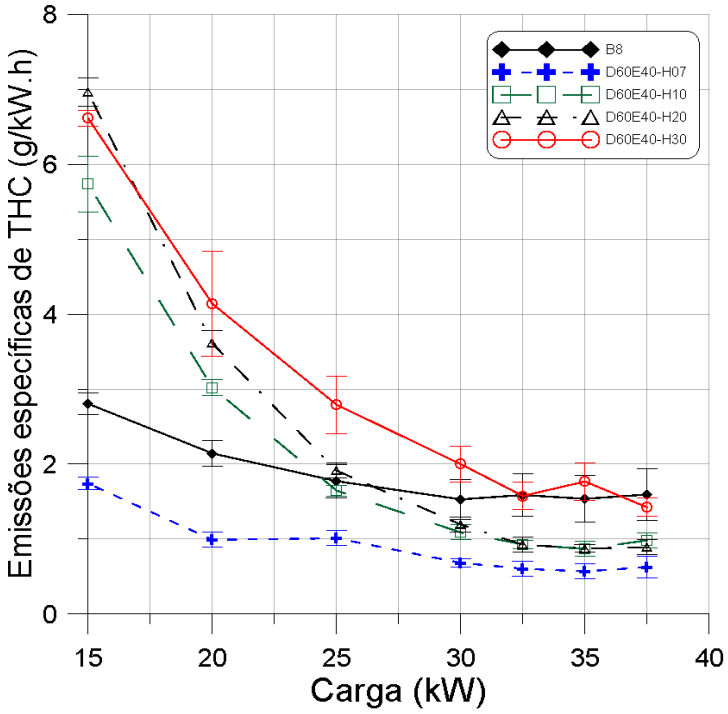
O Gráfico 13 ilustra a variação das emissões específicas de THC com a carga aplicada. Os resultados indicam que o volume do poluente emitido foi menor em operações com cargas superiores a 25 kW para todas as misturas de combustível contendo etanol, quando comparadas ao óleo diesel. A mistura D60E40-H30 foi uma excessão, com emissões próximas ao óleo diesel nas cargas de 32,5 kW a 37,5 kW. A mistura contendo 7% de massa de água

apresentou menor emissão de THC em todas as cargas, representando uma redução de até 37% em relação ao óleo diesel.

A tendência de emissões de THC observada pode ser explicada pela ocorrência de uma vaporização mais lenta nos combustíveis que possuem etanol hidratado, devido ao maior calor latente do etanol presente nestes, prejudicando assim a homogeneização da mistura ar/combustível na câmara de combustão e contribuindo para o aumento da emissão de hidrocarbonetos totais não queimados (PARK et al. 2011). A presença de maior volume de água no combustível tende a reduzir ainda mais sua velocidade de vaporização, favorecendo o aumento das emissões do poluente com o aumento no volume de água presente na mistura, sendo este fenômeno mais significativo em cargas mais baixas. O maior consumo específico em cargas menores, como visto no Gráfico 4, também pode ter contribuido para o aumento de emissões de THC em cargas baixas.

No entanto, as emissões inferiores às do óleo diesel para as cargas acima de 25 kW podem estar associadas a uma melhor qualidade da combustão, ocasionada por uma melhor eficiência térmica e maior quantidade de oxigênio disponível dentro do cilindro.

GRÁFICO 13 – Carga x emissões específicas de THC

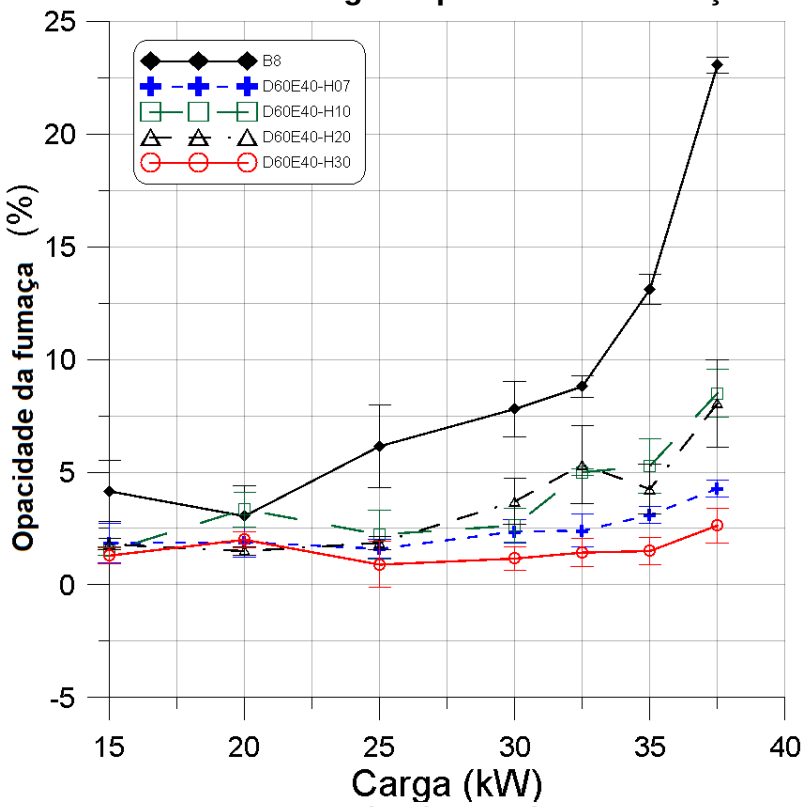


Fonte: Dados da pesquisa

A variação das emissões de material particulado com a variação da carga de teste, obtidos com a medição da opacidade da fumaça, são mostrados no Gráfico 14. Os resultados indicam que todas as misturas de combustível contendo etanol hidratado provocaram redução na emissão deste poluente quando comparadas ao óleo diesel. A mistura D60E40-H30 apresentou melhores resultados, proporcionando uma redução de 89% da opacidade da fumaça em carga máxima, em comparação ao óleo diesel. Não foi observada, no entanto, uma tendência clara quanto ao comportamento das emissões de materiais particulados em relação ao teor de hidratação do etanol presente na mistura de combustível.

Este resultado pode ser atribuído ao fato de as misturas conterem maior volume de oxigenação que o óleo diesel, sendo este um dos fatores que mais contribuem para a redução da formação de fuligem (VALENTE, 2007).

GRÁFICO 14 – Carga x opacidade da fumaça



Fonte: Dados da pesquisa

5.7 Variação de pressão na câmara de combustão e taxa de liberação de calor

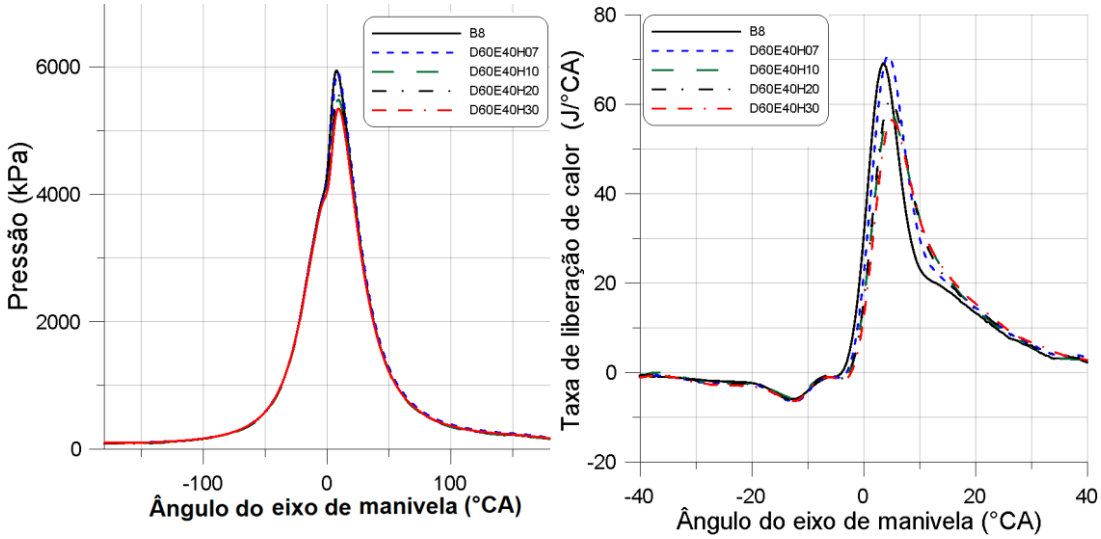
Os Gráficos de 15 a 21 mostram a variação da pressão e taxa de liberação de calor em função da variação do ângulo do eixo de manivela do motor. Não foram percebidas variações nos perfis de pressões que indicassem início de detonação para nenhuma das misturas utilizadas. Observou-se que as pressões máximas obtidas ficaram próximas a 10° CA após o ponto morto superior, para todos os testes efetuados. Observou-se também que o etanol hidratado provocou atraso de ignição, indicado pelo deslocamento nas curvas da taxa de liberação de calor (HEYWOOD, 1988). O atraso de ignição foi quantificado pela diferença do ângulo do eixo de manivela no ponto de máxima taxa de liberação de calor. O atraso verificado pode ser associado ao baixo número de cetano das misturas, assim como pela redução da temperatura instantânea dentro dos cilindros, provocada pela maior capacidade calorífica das misturas hidratadas (SARI, 2017).

O Gráfico 15 mostra a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de 15 kW. Nesta condição, todas as misturas apresentaram pressão máxima inferior àquelas obtidas com o motor operando com óleo diesel. A única exceção observada foi na operação com a mistura D60E40-H07, que proporcionou variações de pressão semelhantes ao óleo diesel. A mistura contendo 30% de massa de água apresentou valores de pressão máxima inferiores a todos os demais combustíveis.

O atraso de ignição ficou em torno de 1,5°CA maior que o óleo diesel, e não variou de forma significativa com o grau de hidratação do combustível. Já a taxa máxima de calor liberado foi menor para os combustíveis com maior grau de hidratação, podendo ser explicada pela queda da temperatura instantânea no cilindro, proporcional ao volume de água presente na mistura. Observa-se, no entanto, que a taxa máxima de calor liberado para a mistura D60E40-H07 foi ligeiramente superior à do óleo diesel. Neste caso, o atraso de ignição pode ter acumulado um maior volume de combustível previamente misturado ao ar que foi rapidamente queimado ao se iniciar a ignição, devido às menores

quantidades de água presente neste combustível em relação às demais misturas.

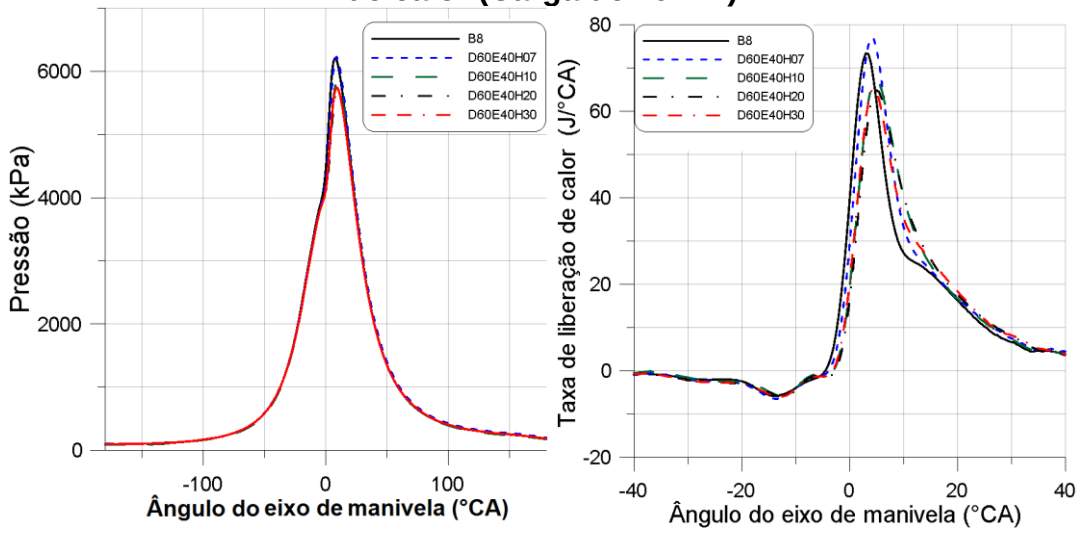
GRÁFICO 15 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 15 kW)



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 16 indica que a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de 20 kW apresentaram tendências semelhantes ao gráfico anterior.

GRÁFICO 16 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 20 kW)

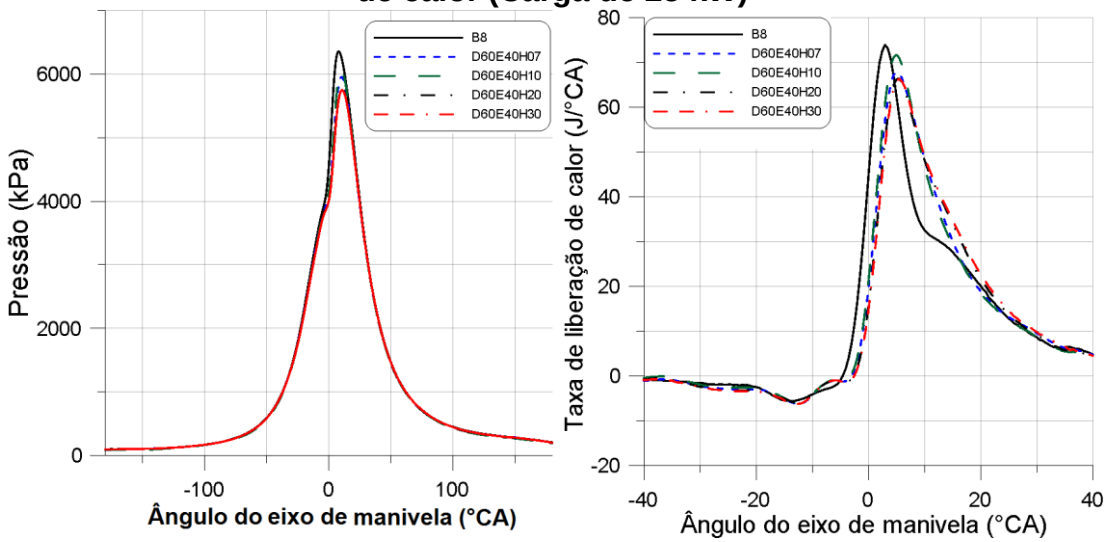


Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 17 ilustra a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de operação de 25 kW. Os dados indicam que as pressões máximas de todas as misturas ficaram abaixo daquelas obtidas com o motor operando com óleo diesel. O atraso de ignição ficou em torno de 2,5°CA maior que o óleo diesel, e também não variou de forma significativa com o grau de hidratação do combustível. É observado um comportamento na curva de liberação de calor que indica uma redução do volume de combustível queimado na fase difusa, quando comparado com as cargas de 15 kW e 20 kW. Esta redução possivelmente foi provocada pelo maior atraso de ignição, que acarretou em maior volume de combustível queimado na fase pré-mixada.

Observa-se ainda que a taxa máxima de calor liberado do combustível D60E40-H10 se aproxima do óleo diesel, enquanto as demais misturas apresentam comportamento similar ao das cargas de 15 kW.

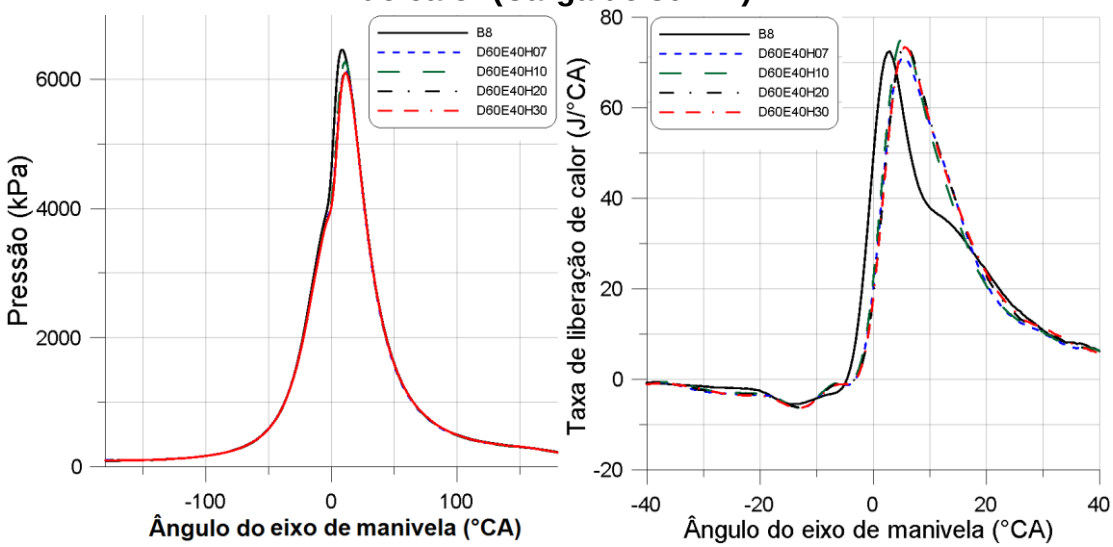
GRÁFICO 17 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 25 kW)



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 18 mostra a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de operação de 30 kW, no qual é observada uma maior proximidade entre os valores máximos da taxa de calor liberado pelo óleo diesel e pelas misturas de combustíveis. O atraso de ignição nesta condição de operação também ficou em torno de 2,5°CA maior que o óleo diesel.

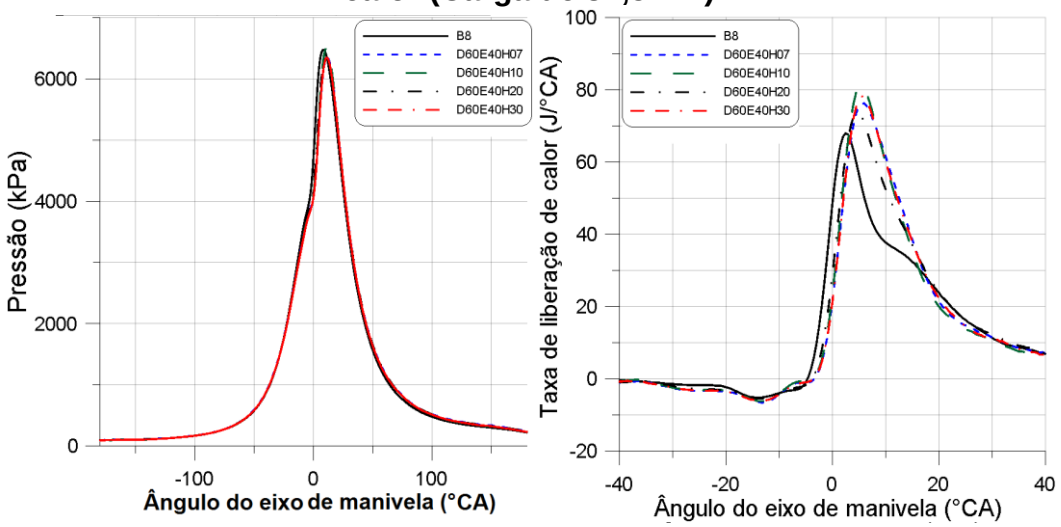
GRÁFICO 18 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 30 kW)



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 19 mostra a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de operação de 32,5 kW. Nesta faixa de operação, as pressões máximas de todas as misturas foram iguais ou muito aproximadas das pressões obtidas com o motor operando com óleo diesel. O atraso de ignição permaneceu em torno de 2,5°CA maior que o óleo diesel. No entanto, a taxa máxima de calor liberado para todas as misturas foi superior à do óleo diesel. Este fenômeno pode estar associado ao aumento de temperatura na câmara de combustão com o aumento da carga de trabalho, que reduz a influência da queda da temperatura instantânea no cilindro em função da presença do etanol hidratado.

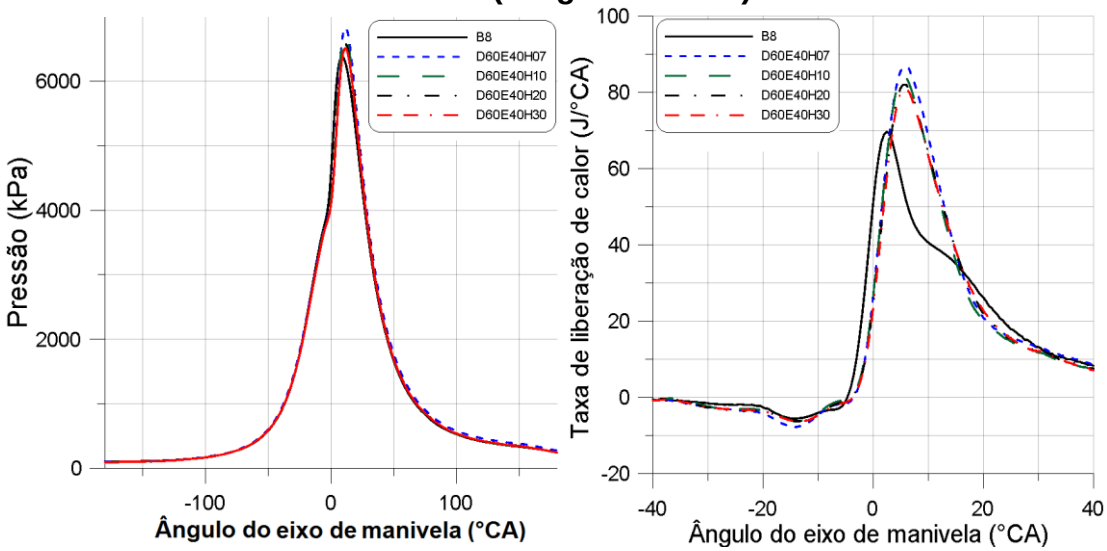
RÁFICO 19 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 32,5 kW)



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 20 mostra a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de operação de 35 kW. Nesta condição, as pressões máximas de todas as misturas foram iguais às pressões obtidas com o motor operando com óleo diesel, sendo que a mistura contendo 7% de hidratação apresentou valores ligeiramente superiores. O atraso de ignição nesta condição ficou em torno de 2,0°CA maior que o óleo diesel, com taxa máxima de calor liberado também superior, para as misturas em relação ao óleo diesel.

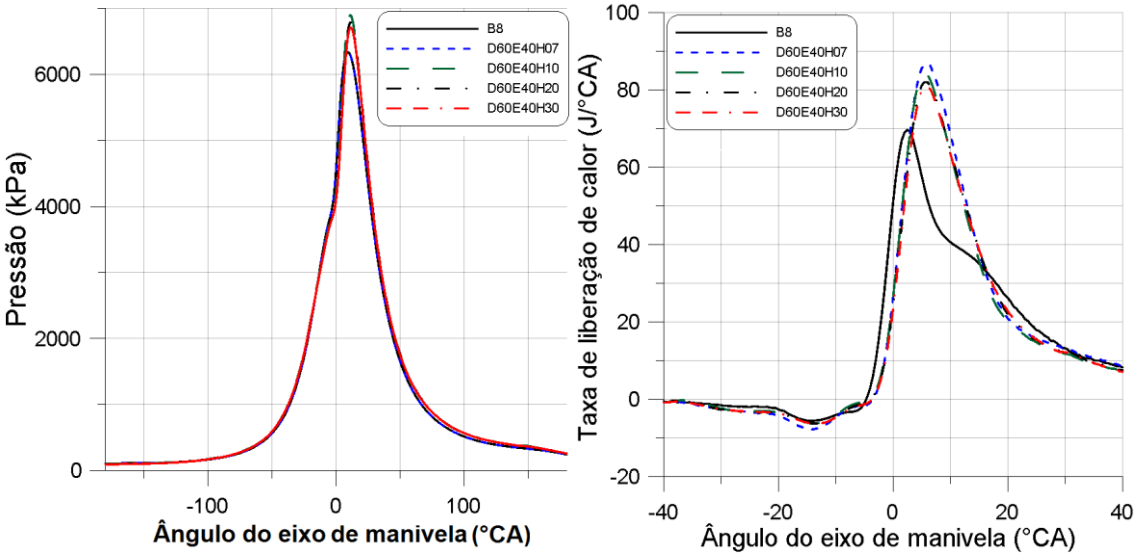
GRÁFICO 20 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (Carga de 35 kW)



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 21 mostra a variação de pressão e a taxa de liberação de calor com o ângulo do eixo de manivela na carga de operação de 37,5 kW. Observa-se que, para todas as misturas, as pressões máximas no cilindro foram ligeiramente maiores que àquelas obtidas com o motor operando com óleo diesel, sendo que o volume de hidratação da mistura não influenciou de forma significativa neste resultado. O atraso de ignição observado foi em torno de 3,0°CA maior que o do óleo diesel. A taxa máxima de calor liberado apresentou tendências semelhantes àquelas indicadas nas cargas de operação de 32,5 kW e 35 kW, podendo ser explicadas pelo mesmo fenômeno, em que o aumento de temperatura na câmara de combustão reduz a influência da queda da temperatura instantânea no cilindro em função da presença do etanol hidratado, facilitando o processo de combustão e liberação de calor.

GRÁFICO 21 – Pressão x ângulo do eixo de manivela e taxa de liberação de calor (37,5 kW)



Fonte: Dados da pesquisa

6. CONCLUSÕES

Este trabalho avaliou as emissões gasosas e o desempenho de um motor de ignição por compressão operando com mistura de óleo diesel e etanol sobre hidratado, injetados diretamente na câmara de combustão por sistemas separados. Os resultados de emissões corroboram a teoria de que os fenômenos que contribuem para a redução de NOx e material particulado também contribuem para o aumento das emissões de THC (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER 2004). No entanto, menores taxas de THC foram observadas em cargas superiores a 25 kW, indicando que a utilização de mistura de combustível contendo óleo diesel e etanol hidratado injetados diretamente por sistemas separados pode ser vantajosa. As emissões de material particulado, NOx e NO foram inferiores àquelas obtidas com o motor operando com óleo diesel. O volume de emissões de CO foi ligeiramente superior, podendo este poluente, no entanto, ser reduzido com a utilização de catalisadores.

A eficiência de conversão de combustível e o consumo específico apresentaram resultados melhores que o óleo diesel em cargas superiores a 30 kW. Este resultado pode ter sido favorecido pela maior disponibilidade de oxigênio nas misturas contendo etanol hidratado, que ajudou na manutenção da qualidade da combustão em cargas maiores.

Os dados de pressões e taxa de calor liberado indicaram que a presença do etanol hidratado provocou atrasos de ignição, sendo que estes não variaram de forma significativa com o volume de hidratação do combustível, mas sim com a carga de operação. Os dados também mostraram que a presença de maior volume de água no combustível favoreceu o aumento da pressão no cilindro em cargas maiores, possivelmente devido ao aumento do volume de combustível pré-misturado queimado e ao fenômeno de micro explosões provocado pela presença de gotículas de água proveniente do etanol no óleo aquecido.

O motor não apresentou dificuldades para operar quando abastecido com as misturas, sendo percebida melhor estabilidade nas transições de tempo de injeção e pressão de injeção quando utilizado combustível contendo

maiores concentrações de água. Outro ponto a ser destacado foi a possibilidade de se operar o motor por intervalo de tempo maior em cargas altas.

Os resultados desta pesquisa mostram que a utilização de etanol sobre hidratado em um motor de ignição por compressão pode ser vantajoso por não causar impactos significativos em seu desempenho e volume de emissões de poluente, além de contribuir para a utilização de combustíveis obtidos por fontes renováveis, com menores custos de produção.

Sugestão de trabalhos futuros:

- Avaliar a característica da água expelida nos gases de exaustão;
- Avaliar emissões de aldeídos;
- Efetuar teste com etanol contendo maior teor de hidratação;
- Avaliar a influência das dimensões do cilindro nos resultados;
- Avaliar os resultados como o motor sobre alimentado, aumentando a razão de compressão;
- Avaliar os resultados empregando a técnica de recirculação de gases de escape;
- Avaliar a influência da variação de viscosidade do combustível, ocasionado pela adição de água, nos injetores de etanol;
- Variar os pontos de injeção de etanol sobre hidratado e de óleo diesel B8 para melhorar desempenho e emissões.

REFERÊNCIAS

ABEDIN, M. J., 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, 60, 306-316. 2016.

AGARWAL, A., et al. **Effect of variation of compression ratio and injection pressure on performance and emission characteristics of CI engine using various alternative fuels: a review**. International Journal of Research in Engineering and Technology. n.4, p. 2015.

AJAV, E. A.; Singh, Bachchan; Bhattacharya, T. K. **Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol–diesel blends as fuel**. Biomass and Bioenergy, v. 17, n. 4, p. 357-365, 1999.

ALBUQUERQUE, Pablo Carmélio Cardoso: **DESEMPENHO DE UM CAMINHÃO SEMI - PESADO OPERANDO COM MISTURAS ÓLEO DIESEL – BIO DIESEL – ETANOL**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2012.

ANDRADE, Ednilton Tavares; CARVALHO, Sergio Roberto Garcia; SOUZA, Lucas Fernandes. **Programa do Proálcool e o etanol no Brasil**. *Engevista*, 11(2). 2010.

ARAÚJO, R. B. (2017). **ETANOL VERSUS BIOELETRICIDADE: APLICAÇÃO DOS CONCEITOS DE FRONTEIRA EFICIENTE DE MARKOWITZ PARA O APROVEITAMENTO DO BAGAÇO RESIDUAL DO SETOR SUCROENERGÉTICO.** Tese (Doutorado). Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2017.

ASAD, U., et al. **Ethanol-fueled low temperature combustion: a pathway to clean and efficient diesel engine cycles**. Applied Energy, 157, 838-850. 2015.

ASSOCIAÇÂO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 5992 **Álcool etílico e suas misturas com água – determinação da massa específica e do teor alcoólico – método do densímetro de vidro**. Versão corrigida. 2009.

BEHAR, Maxim et al. **Motores Diesel** – 4° Ed – Editora Hemus – 1978;

BEN, Balanço Energético Nacional – Ministério de Minas e Energia – 2015. Disponível em: www.mme.gov.br/mme Acesso em outubro de 2017;

BIELACZYC, P., SZCZOTKA, A. **Analysis of Uncertainty of the Emission Measurement of Gaseous Pollutants on Chassis Dynamometer**. SAE Technical Paper 2007-01-1324; (2007).

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

BOULANGER, P. **Motores Diesel**. Tradução de Joshuah de Bragança Soares et al. São Paulo: Hemus, 1978. 661 p. Título original: Moteurs Diesel.

BRAGA, Carlos Valois Maciel. **Análise de um Motor do Ciclo Diesel operando no Modo Bicombustível: Diesel/Etanol**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. 2011.

BRITO, Rodrigo Teixeira de Souza. **Simulação Numérica de um Motor Diesel Operando com Misturas de Óleo Diesel e Etanol**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. 2013.

BRITO, M. F. M., MOREIRA, M. F., MACHADO, G. B., RAMPEL, D., & DAEMME, L. C. **Cálculo da incerteza de medição para ensaios de emissões de motores pesados do ciclo diesel**. Blucher Engineering Proceedings, 3(1), 794-812. (2016).

CABELLO, C. **Produção de álcool da mandioca**. Botucatu-SP. Brasil, 3p. 2005.

CANDIDO, Arthur Cavalcanti de Albuquerque Fonseca. **ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICA, GLOBAL, MECÂNICA E TÉRMICA DE UM VEÍCULO FLEX OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO E GASOLINA EM DIFERENTES SITUAÇÕES DE CARGA**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2016.

CARO, P. Satgé et al. **Interest of combining an additive with diesel–ethanol blends for use in diesel engines**. Fuel, v. 80, n. 4, p. 565-574, 2001.

CHANG, Y. C., Lee, W. J., Lin, S. L., & Wang, L. C. **Green energy: water-containing acetone–butanol–ethanol diesel blends fueled in diesel engines**. Applied energy, 109, 182-191. 2013.

CHAUHAN, Bhupendra Singh et al. **Experimental studies on fumigation of ethanol in a small capacity diesel engine**. Energy, v. 36, n. 2, p. 1030-1038, 2011.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **n° 19**, de 15 de Abril de 2015, Publicada no DOU 16.4.2015, Republicada DOU 20.4.2015;

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **n°50**, de 23 de Dezembro de 2013, Publicada no DOU 24.12.2013;

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **n°11**, de 14 de Dezembro de 2016, Publicada no DOU 14.12.2016;

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 8**, de 31 de agosto de 1993, Publicada no DOU n° 250, de 31 de dezembro de 1993, Seção 1, páginas 21536-21541.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 16**, de 13 de dezembro de 1995, Publicada no DOU n° 249, de 29 de dezembro de 1995, Seção 1, páginas 22877-22878.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 18**, de 6 de maio de 1986, Publicada no DOU, de 17 de junho de 1986, Seção 1, páginas 8792-8795.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 282**, de 12 de Julho de 2001, Publicada no DOU n° 220**,** de 19 de novembro de 2001, Seção 1, páginas 93-95.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 315**, de 29 de Outubro de 2002, Publicada no DOU n° 224, de 20 de novembro de 2002, Seção 1, páginas 90-92.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 354**, de 13 de Dezembro de 2004, Publicada no DOU n° 239, de 14 de Dezembro de 2004, Seção 1, páginas 62-63.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA: Portaria **nº 414**, de 24 de Setembro de 2009, Publicada no DOU n° 184, de 25 de Setembro de 2009, Seção 1, páginas 52-53.

DAMASCENO, J. C., ANTÔNIO, J., & OLIVEIRA, S. P. **Avaliação de dados de medição—Guia para a expressão de incerteza de medição**. INMETRO. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br>; 2008.

DATTA, A., & MANDAL, B. K. **Impact of alcohol addition to diesel on the performance combustion and emissions of a compression ignition engine**. Applied Thermal Engineering, 98, 670-682. 2016.

DIESEL, Rudolf**. diesel. U.S. Patent n. 542,846,** 16 jul. 1895**.**

FENG, Z., et al. **Experimental investigation on spray and atomization characteristics of diesel/gasoline/ethanol blends in high pressure common rail injection system**. Energy, 112, 549-561. 2016.

GABRICH, Bruno Teles et al. **Estudo do escoamento através de uma válvula borboleta para adaptação de um motor diesel para operação com etanol**. SAE International. 2014.

HANSEN, Alan C.; ZHANG, Qin; LYNE, Peter WL. **Ethanol–diesel fuel blends—a review**. Bioresource technology, v. 96, n. 3, p. 277-285, 2005.

HAUCK, Etelson Augusto Rosa. **Modelo de Simulação para um Motor Diesel**. PhD diss., M. Sc. thesis, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, Brazil, 2010.

HEYWOOD, John. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill Education, 1988.

HULWAN, Dattatray Bapu; JOSHI, Satishchandra V. **Performance, emission and combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel–ethanol–biodiesel blends of high ethanol content**. Applied Energy, v. 88, n. 12, p. 5042-5055, 2011.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIATION ISO 3046-1: **Reciprocating Internal Combustion Engines – Performance** – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumpitions, and test methods additional requirements for engines for general use. 2002.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIATION - ISO 5167-2: **Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full** – Part 2: Orifice plates. 2003.

KOUREMENOS, D. A., et al. **Using advanced injection timing and EGR to improve DI diesel engine efficiency at acceptable NO and soot levels** (No. 2001-01-0199). SAE Technical Paper. 2001.

LAPUERTA, M., et al. **Autoignition of blends of n-butanol and ethanol with diesel or biodiesel fuels in a constant-volume combustion chamber**. Energy, 118, 613-621. 2017.

LASCALA, Thelma Lopes da Silva. **Externalidades da substituição do diesel pelo etanol no transporte público urbano da região metropolitana de São Paulo**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo. 2013.

LEÃO, Carina; GOULART, Letícia. **O Inovar-Auto e os investimentos em P&D no setor automotivo**. Inventta. 2012.

LEE, W. J., et al. **Assessment of energy performance and air pollutant emissions in a diesel engine generator fueled with water-containing ethanol–biodiesel–diesel blend of fuels**. Energy, 36(9), 5591-5599. 2011.

LEITE, Rogério Cezar de Cerqueira; LEAL, Manoel Régis LV. **O biocombustível no Brasil**. Novos estudos-CEBRAP, n. 78, p. 15-21, 2007.

LIU, Shenghua et al. **Effect of a cetane number (CN) improver on combustion and emission characteristics of a compression-ignition (CI) engine fueled with an ethanol− diesel blend**. Energy & Fuels, v. 24, n. 4, p. 2449-2454, 2010.

MACEDO, I. de C. et al. **Greenhouse gas emissions and energy balances in bio-ethanol production and utilization in Brazil**. Biomass and Bioenergy, v. 14, n. 1, p. 77-82, 1998. 1996.

MACEDO, I. C. **Situação atual e perspectivas do etanol**. Estudos avançados, 21(59), 157-165. 2007.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 2. ed. Publindústria - Portugal. 2006.

MELLO, Noval Benayon; FREIRE, Jeane Amorim. **CRESCIMENTO ECONÔMICO E MEIO AMBIENTE: A DIMENSÃO AMBIENTAL DA GLOBALIZAÇÃO**. Revista Cadernos de Ciências Sociais da UFRPE, v. 2, n. 5, p. 51-66, 2016.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA: **Anuário Estatístico de Energia Elétrica** – EPE – 2016. Dispinível em: < http://www.epe.gov.br>; 2016.

MINSITÉRIO DE MINAS E ENERGIA: **Matriz Energética Nacional 2030** – Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético – Empresa de Pesquisa Energética – Nov. 2007. Disponível em < http://www.mme.gov.br>; 2016.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA: **Plano Nacional de Energia - PNE 2030** – 2007. Disponível em: <www.epe.gov.br>; 2016.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA: Resenha **Energética Brasileira**, Edição de Maio de 2016. Disponível em: <www.mme.gov.br>;

MOFIJUR, M., et al. **Role of biofuel and their binary (diesel–biodiesel) and ternary (ethanol–biodiesel–diesel) blends on internal combustion engines emission reduction**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 53, 265-278. 2016.

MORAIS, André Marcelino de – **Avaliação do Desempenho de um Motor Diesel Operando com óleo Diesel e Hidrogênio**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. 2012.

MORAIS, André Marcelino de – **Conversão Reversível de um Motor Ciclo Diesel para Ciclo Otto Utilizando Etanol Hidratado**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. 2016.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. LTC, Rio de Janeiro, 2013.

MOREIRA, Deny Cesar. **Uso de óleos vegetais puros como combustíveis para motores diesel**. DESAFIOS, v. 2, n. 2, p. 240-251, 2016.

MOREIRA, José Roberto et al. **USO DE ETANOL NO TRANSPORTE PÚBLICO URBANO–**PROJETO BEST- 2009. CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa. 2009.

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

MOTTA, Gabriel Perales Oliveira. **Análise de alternativas e impactos para substituição do diesel por etanol no processo de produção**

sucroalcooleiro. Trabalho de Formatura apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP, 2011.

OLIVEIRA, Alex; SODRÉ, José Ricardo. **Características da combustão de um motor diesel com injeção direta de misturas de óleo diesel e etanol e injeção indireta de etanol**. Blucher Engineering Proceedings, v. 3, n. 1, p. 551-566, 2016.

OLIVEIRA, Alex. **Análise dos efeitos do tempo de injeção direta de etanol em um motor Diesel adaptado para operação bicombustível.** Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. 2018.

PARK, S. H., Youn, I. M., & Lee, C. S. **Influence of ethanol blends on the combustion performance and exhaust emission characteristics of a four-cylinder diesel engine at various engine loads and injection timings**. Fuel, 90(2), 748-755. 2011.

PENIDO FILHO, Paulo. **Os motores a combustão interna**: **para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores**. Lemi, 1991.

PEREIRA JÚNIOR, José de Sena. **Legislação brasileira sobre poluição do ar**. Biblioteca Digital da Câmara dos Deputados. 2007.

PÉREZ, Edgar Paz; CARVALHO, JA de; CARROCCI, Luiz Roberto. **Substituição do óleo diesel por álcool etílico hidratado na queima direta, uma comparação**. Proceedings of the 6. Encontro de Energia no Meio Rural, 2006.

PESSOA, João Simões. **PROJETO PILOTO DO ETANOL-PPE ALTERNATIVA ENERGÉTICA PARA SUBSTITUIÇÃO PARCIAL OU TOTAL DO ÓLEO COMBUSTÍVEL EM PLANTAS DE GERAÇÃO TERMOELÉTRICA**.

Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação da UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. 2004.

RAHEMAN, H., & KUMARI, S. **Performance and emissions of emulsified biodiesel operated diesel engine**. In International Conference on Biological, Civil and Environmental Engineering (BCEE-2014) Dubai (UAE). (March 17–18, 2014).

RANDAZZO, M. L. **Emissões e performance de um veículo operando com misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol**. 175 f. 2009. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2009.

RAJESH, S., Kulkarni, B. M., & Kumarappa, S. **An Experimental Study on performance and emission characteristics of multi cylinder CRDI diesel engine fueled with Ethanol, Acid oil based Biodiesel and Diesel blends**. E-ISSN 2277 – 4106, P-ISSN 2347 – 5161. 2017.

RANGEL, Ithamar Ribeiro; PEREIRA, Roberto Guimarães. **Análise da variação dos parâmetros de desempenho de um motor de ignição por compressão utilizando misturas álcool-diesel**. Procedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural, 2002.

RAKOPOULOS, C. D.; ANTONOPOULOS, K. A.; RAKOPOULOS, D. C. **Experimental heat release analysis and emissions of a HSDI diesel engine fueled with ethanol–diesel fuel blends**. Energy, v. 32, n. 10, p. 1791-1808, 2007.

RAKOPOULOS, D. C. et al. **Effects of ethanol–diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine**. Energy Conversion and Management, v. 49, n. 11, p. 3155-3162, 2008.

RECH, Charles. **Estudo experimental da relação ar/combustível para máxima potência em um motor de combustão interna, utilizando diversos combustíveis**. Programa de pós-graduação – UFRGS; 2002.

REIS, A. **Desempenho de motores do ciclo diesel operando com etanol hidratado no modo duplo combustível**. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universisdade de Brasília, DF, (2004).

RICHARD, S. **Introduction to internal combustion engines**. 2.ed. Department of Engineering Science, University of Oxford, 1999.

ROSO, V. R., et al. **Consumo de combustível e emissões de poluentes em um motor Diesel convertido a etanol para geração térmica de energia elétrica.** Semina: Ciências Exatas e Tecnológicas, 37(1), 131-142 - 2016.

SANTOS, Rodrigo Fernando Estella et al. **PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO ALIMENTADO POR DIESEL, BIODIESEL E ETANOL.** Braz. Soc. of Mechanical Sciences and Engineering -- ABCM, Rio de Janeiro, Brazil, Nov. 29 -- Dec. 03, 2004.

SANTOS, S. M. A. D. **Perspectivas para a contribuição do uso do etanol no transporte público urbano, visando à redução da poluição atmosférica-estudo de caso: Projeto Best.** Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação da Universidade de São Paulo. 2012.

SANTOS, L. A. D., & Amaral, M. F. **Caracterização e avaliação de combustível renovável para motores de ciclo diesel**. DEM Faculdade de Brasília; 2013.

SARI, R. L. **Avaliação da utilização de etanol com elevados teores de água em motores de combustão interna com ignição por centelha**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFRGS; 2017.

SHAHIR, S. A. et al. **Feasibility of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as existing CI engine fuel: An assessment of properties, material compatibility, safety and combustion**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 32, 379-395; 2014.

SHAHIR, S. A., et al. **Performance and emission assessment of diesel–biodiesel–ethanol/bioethanol blend as a fuel in diesel engines: A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 48, 62-78; 2015.

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

SILVA, C. R. U., & WALTER, A. C. D. S. **Balanço de Emissão de Gases de Efeito Estufa no Ciclo de Vida do Etanol Combustível**. Planejamento de Sistemas Energéticos – UNICAMP; 2010.

SOUZA, R. D., Ferreira, V. R., ABRANTES, R. D., & Borsari, V. **A influência do etanol combustível na emissão de etanol, aldeídos e hidrocarbonetos expelidos pelo escapamento em veículos leves**. São Paulo: AEA. (2013).

STONE, Richard. **Introduction to internal combustion engines**. 2. ed. Palgrave Macmillan, 1992.

VALENTE, O. S. **Desempenho e emissões de um motorgerador de energia elétrica operando com biodiesel.** Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. 2007.

VAN BASSHUYSEN, Richard; SCHÄFER, Fred. **Internal combustion engine handbook-basics, components, systems and perspectives**. SAE International, Ed. 2004;

VELÁZQUEZ, S. M. S. G. et al. **Geração de Energia Elétrica em Comunidades Isoladas na Amazônia a partir de Biomassa Sustentável**: Projeto ENERMAD. 2014;

XING-CAI, Lü et al. **Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel. Fuel**, v. 83, n. 14, p. 2013-2020, 2004.

YILMAZ, N., Vigil, F. M., Donaldson, A. B., & Darabseh, T. **Investigation of CI engine emissions in biodiesel–ethanol–diesel blends as a function of ethanol concentration**. Fuel, 115, 790-793. 2014.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluidos.** 6. ed. AMGH Editora, 2010.

ŽAGLINSKIS, J., LUKÁCS, K., & BERECZKY, Á. **Comparison of properties of a compression ignition engine operating on diesel–biodiesel blend with methanol additive**. Fuel, 170, 245-253. 2016.

ZANATA FILHO, Delso Antonio. **MODELO SIMPLIFICADO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM ETANOL**. Escola Politécnica da Universiade de São Paulo; 2008.

ZHU, Lei et al. **Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol–biodiesel blends**. Fuel, v. 90, n. 5, p. 1743-1750, 2011.

APÊNDICE I – TEOR ALCOÓLICO

Teor alcoólico medido x especificado

ESPECIFICAÇÃO	INPM (ESPECIFICADO)	INPM (MEDIDO)	INCERTEZA
H07	93	92,4	± 0,3
H10	90	90	± 0,3
H20	80	79,1	± 1,8
H30	70	72	± 2,0

Fonte: Dados da pesquisa

O teor alcoólico relatado na tabela é a média do resultado de três medições. Os resultados de medição foram obtidos de forma indireta, através dos valores tabelados na norma ABNT NBR 5992 Ed. 2009. Para valores não tabelados, inferiores a 85 INPM, foi traçado uma reta com os valores de INPM em função da temperatura e densidade da amostra, sendo os valores calculados por meio da equação da reta obtida.

O cálculo também foi aplicado para os valores já contidos na tabela, para validar a técnica, onde a diferença máxima obtida foi de 0,1 INPM. Este valor foi considerado como componente de incerteza tipo “B” para valores de INPM inferiores a 85, como mostra o item A.4 do apêndice III.

APÊNDICE II – DADOS DE CALIBRAÇÃO DOS BICOS INJETORES DE ETANOL E PLANO DE TESTE

Dados da calibração dos bicos injetores de etanol

Pressão (bar)	Tempo Abert. (ms)	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo Abert. (ms)	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo Abert. (ms)	Vazão (kg/h)
50	0,7	3,78	80	0,7	4,8	90	0,7	4,86
	1	4,2		1	5,22		1	5,52
	1,5	4,86		1,5			1,5	
Pressão (bar)	Tempo Abert. (ms)	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo Abert. (ms)	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo Abert. (ms)	Vazão (kg/h)
60	0,7	4,2	70	0,7	4,44	100	0,7	5,16
	1	4,53		1	4,8		1	5,82
	1,5			1,5			1,5	

Plano de teste: Valores de pressão e tempo de abertura do injetor de etanol aplicada em função das cargas

D60 E40 H10 (40% Energia)

Carga	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo(ms)
37,5	6,70	100	0,96
35	6,08	100	0,82
32,5	5,53	100	0,79
30	5,19	90	0,75
25	4,42	60	0,70
20	3,74	40	0,95
15	3,13	40	0,80
-	-	-	-

D60 E40 H30 (40% Energia)

Carga	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo(ms)
37,5	8,61	100	1,23
35	7,81	100	1,06
32,5	7,11	100	1,02
30	6,67	100	0,96
25	5,69	100	0,82
20	4,81	80	0,70
15	4,03	50	0,76
-	-	-	-

D60 E40 H20 (40% Energia)

Carga	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo(ms)
37,5	7,53	100	1,08
35	6,84	100	0,93
32,5	6,22	100	0,89
30	5,84	100	0,84
25	4,98	90	0,70
20	4,21	50	0,78
15	3,52	50	0,72
-	-	-	-

D60 E40 H07 (40% Energia)

Carga	Vazão (kg/h)	Pressão (bar)	Tempo(ms)
37,5	6,3	100	1,30
35	5,72	100	1,03
32,5	5,2	100	0,79
30	4,75	90	0,70
25	4,05	60	0,82
20	3,34	30	0,70
15	2,83	30	0,70
-	-	-	-

APÊNDICE III – CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

A.1 Substituição de combustível

$$I_{Sc} = \frac{\left(\sqrt{IA_{Sc}{}^2 + IB_{Sc}{}^2}\right).t_{est}}{\bar{X}}.100$$

$$IA_{Sc} = \frac{s_{Sc}}{\sqrt{n}}$$

$$IB_{Sc.} = \sqrt{6.\left(\frac{\partial_{SC}}{\partial_{\dot{m}e}}.uB_e\right)^2 + 2.\left(\frac{\partial_{SC}}{\partial_{\dot{m}d}}.uB_d\right)^2}$$

$$uB_e = \frac{\left(R_{esolBe}\right)}{2.\sqrt{3}}$$

$$uB_d = \frac{\left(R_{esolBd}\right)}{2.\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{Sc.}$ = Incerteza expandida da substituição de combustível [%];

IA_{Sc} = Incerteza tipo “A” da substituição de combustível [kg];

$IB_{Sc.}$ = Incerteza tipo “B” da substituição de combustível [kg];

$\frac{\partial_{SC}}{\partial \dot{m}_e}$ = Variação da substituição de combustível com a variação da vazão da massa de etanol;

$\frac{\partial_{SC}}{\partial \dot{m}_d}$ = Variação da substituição de combustível com a variação da vazão da massa de óleo diesel;

uB_e = Componente (retangular) da incerteza da balança de etanol [kg];

uB_d = Componente (retangular) da incerteza da balança de óleo diesel [kg];

s_{Sc} = Desvio padrão das medições de substituição de combustível [kg];

R_{esolBd} = Resolução da balança de óleo diesel [kg];

R_{esolBe} = Resolução da balança de etanol [kg];

t_{est} = Coeficiente “t” de student;

n = Quantidade de medições efetuadas;

$\bar{X}$ = Média das medições de substituição de combustível [kg];

Resultados da substituição de combustível (%)

Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	0,0	0,0	0,0	58,9	1,1	1,3	53,3	0,8	1,0	53,8	1,2	1,4	53,8	1,3	1,5
35	0,0	0,0	0,0	58,0	0,5	0,5	53,7	0,7	0,8	54,7	0,1	0,2	55,3	1,2	1,4
32,5	0,0	0,0	0,0	58,5	0,7	0,8	56,2	0,6	0,7	56,7	0,1	0,1	56,8	1,6	1,8
30	0,0	0,0	0,0	57,0	2,4	2,7	57,2	0,4	0,5	59,4	0,7	0,8	59,1	1,8	2,1
25	0,0	0,0	0,0	54,3	0,7	0,8	55,0	1,5	1,8	62,4	0,7	0,8	62,7	2,3	2,6
20	0,0	0,0	0,0	21,9	2,7	3,1	48,5	2,6	3,0	54,8	0,8	0,9	57,6	6,8	8
15	0,0	0,0	0,0	18,5	0,5	0,6	53,3	1,4	1,7	51,3	0,9	1,1	64,7	5,2	6

Fonte: Dados da pesquisa

A.2 Consumo de combustível

$$I_{cc} = \left(\sqrt{IA_{cc}{}^2 + IB_{cc}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{cc} = \frac{s_{cc}}{\sqrt{n}}$$

$$ut = \frac{Int.Aq}{\sqrt{3}}$$

$$IB_{cc} = \sqrt{2.\left(\frac{\partial_{CC}}{\partial_{\dot{m}e}}.uB_e \right)^2 + 2.\left(\frac{\partial_{CC}}{\partial_{\dot{m}d}}.uB_d \right)^2 + 2.\left(\frac{\partial_{CC}}{\partial t}.ut \right)^2}$$

Onde:

I_{cc} = Incerteza expandida do consumo de combustível [kg/h];

IA_{cc} = Incerteza tipo “A” do consumo de combustível [kg/h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

uB_e = Componente (retangular) da incerteza da balança de etanol [kg];

uB_d = Componente (retangular) da incerteza da balança de óleo diesel [kg];

ut = Componente (retangular) da incerteza do tempo medido [horas];

s_{cc} = Desvio padrão das medições de consumo de combustível [kg];

$Int.Aq$ = Intervalo de aquisições [segundos];

n = Quantidade de medições efetuadas;

Resultados do consumo de combustível (kg/h)

Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	9,72	0,09	0,11	12,55	0,18	0,22	11,96	0,22	0,25	12,74	0,12	0,13	13,22	0,20	0,24
35	8,79	0,13	0,15	11,40	0,24	0,28	11,09	0,04	0,06	11,56	0,05	0,06	12,28	0,15	0,17
32,5	8,08	0,01	0,02	10,46	0,19	0,23	10,42	0,15	0,17	10,57	0,64	0,74	11,55	0,07	0,08
30	7,40	0,01	0,02	9,79	0,31	0,36	9,67	0,12	0,15	10,32	0,09	0,10	10,94	0,17	0,19
25	6,27	0,04	0,05	8,26	0,17	0,20	8,33	0,17	0,20	9,19	0,19	0,22	9,80	0,18	0,21
20	5,27	0,05	0,06	6,01	0,17	0,19	7,01	0,04	0,06	7,49	0,19	0,22	7,80	0,77	0,89
15	4,41	0,03	0,03	5,05	0,16	0,18	6,18	0,03	0,05	6,28	0,13	0,15	7,14	0,04	0,05

Fonte: Dados da pesquisa

A.3 Consumo específico de combustível

$$I_{ce} = \left(\sqrt{IA_{ce}{}^2 + IB_{ce}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{ce} = \frac{s_{ce}}{\sqrt{n}}$$

$$IB_{ce} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial_{SFC}}{\partial P_b}.uP_b \right)^2 + \left(\frac{\partial_{SFC}}{\partial \dot{m}_c}.u\dot{m}_c \right)^2 \right]}$$

$$u\dot{m}_c = IB_{cc}$$

$$uP_b = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{2}.R_{esolAe} \right)^2 + \left(0{,}015.\overline{X}_{kW} \right)^2}}{\sqrt{3}}$$

Onde:

I_{ce} = Incerteza expandida do consumo específico de combustível [g/kW.h];

IA_{ce} = Incerteza tipo “A” do consumo específico de combustível [g/kW.h];

IB_{ce} = Incerteza tipo “B” do consumo específico de combustível [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

IB_{Pb} = Incerteza tipo “B” da medição de potência [kW];

$u\dot{m}_c$ = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

s_{ce} = Desvio padrão das medições de consumo específico de combustível [g/kW.h];

$\frac{\partial_{SFC}}{\partial \dot{m}_c}$ = Variação do consumo específico de combustível com a variação da vazão mássica de combustível;

$\frac{\partial_{SFC}}{\partial P_b}$ = Variação do consumo específico de combustível com a variação da potência gerada;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

R_{esolAe} = Resolução do analisador de energia [kW];

$\overline{X}_{kW}$ = Média das medições de potência [kW];

Resultados do consumo específico de combustível (g/kW.h)

Carga kw	B8				D60 E40 H07				D60 E40 H10				D60 E40 H20				D60 E40 H30			
	Média	Desv.	u.e. (95%)	u.e. (Rel)	Média	Desv.	u.e. (95%)	u.e. (Rel)	Média	Desv.	u.e. (95%)	u.e. (Rel)	Média	Desv.	u.e. (95%)	u.e. (Rel)	Média	Desv.	u.e. (95%)	u.e. (Rel)
37,5	0,274	0,001	0,002	0,9	0,276	0,004	0,006	2,0	0,263	0,003	0,004	1,5	0,271	0,003	0,004	1,3	0,268	0,004	0,005	1,9
35	0,266	0,003	0,004	1,5	0,271	0,005	0,006	2,4	0,261	0,001	0,002	0,9	0,268	0,010	0,012	4,4	0,264	0,004	0,005	2,0
32,5	0,265	0,002	0,003	1,1	0,268	0,004	0,005	2,0	0,262	0,004	0,005	1,9	0,270	0,008	0,010	3,5	0,265	0,002	0,003	1,1
30	0,263	0,001	0,003	1,0	0,274	0,005	0,006	2,3	0,261	0,003	0,004	1,5	0,272	0,011	0,013	4,6	0,267	0,007	0,009	3,2
25	0,267	0,002	0,003	1,3	0,281	0,002	0,004	1,3	0,273	0,005	0,006	2,3	0,285	0,008	0,009	3,2	0,279	0,010	0,012	4,2
20	0,281	0,003	0,005	1,8	0,295	0,005	0,007	2,2	0,298	0,002	0,004	1,5	0,305	0,012	0,014	4,7	0,288	0,002	0,004	1,4
15	0,313	0,003	0,006	1,8	0,335	0,009	0,011	3,3	0,341	0,001	0,004	1,3	0,350	0,023	0,027	7,6	0,353	0,039	0,045	12,8

Fonte: Dados da pesquisa

A.4 Teor alcoólico

$$I_{TA} = \left(\sqrt{IA_{TA}{}^2 + IB_{TA}{}^2}\right).t_{est} \qquad IA_{TA} = \frac{s_{TA}}{\sqrt{n}} \qquad IB_{TA85} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial_{INPM}}{\partial \rho}.u_\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial_{INPM}}{\partial T_{am}}.u_{T_{am}}\right)^2\right]}$$

$$IB_{TA<85} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial_{INPM}}{\partial \rho}.u\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial_{INPM}}{\partial T_{am}}.T_{am}\right)^2 + (u_{IRL})^2\right]} \qquad u_\rho = \frac{(R_{esolDens})}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{T_{am}} = \frac{\left(R_{esolT_{am}}\right)}{2.\sqrt{3}} \qquad u_{IRL} = \frac{0{,}1}{\sqrt{3}}$$

Onde:

I_{TA} = Incerteza expandida do teor alcoólico [INPM];

IA_{TA} = Incerteza tipo “A” do teor alcoólico [INPM];

IB_{TA85} = Incerteza tipo “B” do teor alcoólico para valores de até 85 INPM [INPM];

$IB_{TA<85}$ = Incerteza tipo “B” do teor alcoólico para valores de INPM inferiores a 85 [INPM];

$\frac{\partial_{INPM}}{\partial \rho}$ = Variação do INPM com a variação da densidade;

$\frac{\partial_{INPM}}{\partial T_{am}}$ = Variação do INPM com a variação da temperatura da amostra;

u_{IRL} = Componente (retangular) da incerteza de correção do cálculo [INPM];

u_{ρ} = Componente (retangular) da incerteza de medição da densidade [g/ml];

$u_{T_{am}}$ = Componente (retangular) da incerteza de medição da temperatura da amostra [°C];

s_{TA} = Desvio padrão das medições de teor alcoólico [INPM];

Resultados do teor alcoólico

ESPECIFICAÇÃO	INPM (ESPECIFICADO)	INPM (MEDIDO)	INCERTEZA
H07	93	92,4	± 0,3
H10	90	90	± 0,3
H20	80	79,1	± 1,8
H30	70	72	± 2,0

Fonte: Dados da pesquisa
(*) considerado coeficiente de student K = 4,3

A.5 Emissões específicas de CO_2

$$I_{EE_{CO_2}} = \left(\sqrt{IA_{EE_{CO_2}}{}^2 + IB_{EE_{CO_2}}{}^2}\right).t_{est}$$

$$IA_{EE_{CO_2}} = \frac{s_{EE_{CO_2}}}{\sqrt{n}}$$

$$u_{\dot{m}C_{ad}} = IB_{cc}$$

$$IB_{EE_{CO_2}} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{EE_{CO_2}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}.u_{\dot{m}C_{ad}}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{CO_2}}}{\partial \dot{m}_{ar}}.u\dot{m}_{ar}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{CO_2}}}{\partial P_b}.uP_b\right)^2 + \left(uI_{EE_{CO_2}}\right)^2 + \left(u_{gaspad.}\right)^2}$$

$$u\dot{m}_{ar} = \frac{R_{esol.Placa.Orifício}}{2.\sqrt{3}}$$

$$uI_{EE_{CO_2}} = \frac{R_{esol.An..CO_2}}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{gaspad.} = \frac{\left(\frac{u_{ei}}{K_i}\right)}{\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{EE_{CO_2}}$ = Incerteza expandida da emissão específica de CO_2 [g/kW.h];

$IA_{EE_{CO_2}}$ = Incerteza tipo “A” da emissão específica de CO_2 [g/kW.h];

$IB_{EE_{CO_2}}$ = Incerteza tipo “B” da emissão específica de CO_2 [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$\frac{\partial_{EE_{CO_2}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}$ = Variação de emissão de CO_2 com a variação da vazão de massa de combustível admitido;

$\frac{\partial_{EE_{CO_2}}}{\partial \dot{m}_{ar}}$ = Variação de emissão de CO_2 com a variação da vazão de massa de ar admitido;

$\frac{\partial_{EE_{CO_2}}}{\partial P_b}$ = Variação de emissão de CO_2 com a variação da potência produzida;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

$u\dot{m}_{ar}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$u_{gaspad.}$ = Componente (retangular) da incerteza do gás CO_2 padrão [%];

u_{ei} = incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

K_i = Coeficiente “t” de student indicado no certificado de medição do gás padrão;

$s_{EE_{CO_2}}$ = Desvio padrão das medições de emissões específicas de CO_2 [g/kW.h];

Resultados de emissões específicas de CO_2 (g/kW.h)

CO2															
Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	856	40	46	831	21	24	813	77	89	884	69	80	862	32	37
35	923	43	49	953	68	78	954	49	56	929	68	78	941	64	73
32,5	944	39	45	946	67	76	968	43	49	941	60	69	935	60	69
30	910	71	82	940	69	80	972	51	59	949	46	53	941	67	77
25	1009	76	87	992	98	113	1023	62	71	986	81	93	983	41	47
20	1067	66	76	1033	199	229	1111	104	119	1059	25	29	1132	77	89
15	1187	112	129	1169	207	238	1315	165	190	1090	25	28	1209	10	12

Fonte: Dados da pesquisa

A.6 Emissões específicas de CO

$$I_{EE_{CO}} = \left(\sqrt{IA_{EE_{CO}}{}^2 + IB_{EE_{CO}}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{EE_{CO}} = \frac{s_{EE_{CO}}}{\sqrt{n}}$$

$$u_{\dot{m}C_{ad}} = IB_{cc}$$

$$IB_{EE_{CO}} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{EE_{CO}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}.u_{\dot{m}C_{ad}} \right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{CO}}}{\partial \dot{m}_{ar}}.u\dot{m}_{ar} \right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{CO}}}{\partial P_b}.uP_b \right)^2 + \left(uI_{EE_{CO}}\right)^2 + \left(u_{gaspad.}\right)^2}$$

$$u\dot{m}_{ar} = \frac{R_{esol.Placa.Orifício}}{2.\sqrt{3}}$$

$$uI_{EE_{CO}} = \frac{R_{esol.An..CO}}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{gaspad.} = \frac{\left(\frac{u_{ei}}{K_i} \right)}{\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{EE_{CO}}$ = Incerteza expandida da emissão específica de CO [g/kW.h];

$IA_{EE_{CO}}$ = Incerteza tipo “A” da emissão específica de CO [g/kW.h];

$IB_{EE_{CO}}$ = Incerteza tipo “B” da emissão específica de CO [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$\frac{\partial_{EE_{CO}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}$ = Variação de emissão de CO com a variação da vazão de massa de combustível admitido;

$\frac{\partial_{EE_{CO}}}{\partial \dot{m}_{ar}}$ = Variação de emissão de CO com a variação da vazão de massa de ar admitido;

$\frac{\partial_{EE_{CO}}}{\partial P_b}$ = Variação de emissão de CO com a variação da potência produzida;

$uI_{EE_{CO}}$ = Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de CO [%];

$u_{gaspad.}$ = Componente (retangular) da incerteza do gás CO padrão [%];

u_{ei} = incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

K_i = Coeficiente "t" de student indicado no certificado de medição do gás padrão;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

$R_{esol.Placa.Orifício}$= Resolução da placa de orifício [kg/h];

$R_{esol.An..CO}$ = Resolução do analisador de CO [%];

$u\dot{m}_{ar}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$s_{EE_{CO}}$ = Desvio padrão das medições de emissões específicas de CO [g/kW.h];

Resultados de emissões específicas de CO (g/kW.h)

CO															
Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	13,8	1,0	1,4	9,5	0,1	0,7	11,8	0,1	0,7	11,5	0,4	0,5	15,4	2,0	2,3
35	13,7	1,1	1,4	9,4	0,2	0,7	10,8	0,5	0,8	11,5	0,0	0,2	15,3	3,0	3,5
32,5	12,2	1,2	1,5	9,1	0,3	0,7	11,3	0,4	0,7	11,8	0,2	0,3	14,2	2,6	3,0
30	11,6	1,3	1,6	9,7	0,2	0,6	12,3	0,3	0,7	13,1	0,2	0,3	15,2	2,5	2,8
25	13,0	2,1	2,5	13	0,5	0,7	15,7	0,3	0,6	16,7	0,5	0,7	20,1	2,6	3,0
20	14,7	1,0	1,2	16	5,8	6,7	21,9	0,4	0,8	23,8	0,1	0,5	32,8	7,6	8,8
15	23,3	2,1	2,5	22	8,2	9,5	31,4	0,8	1,2	31,2	0,6	0,9	39,3	6,9	8,0

Fonte: Dados da pesquisa

A.7 Emissões específicas de O_2

$$I_{EE_{O_2}} = \left(\sqrt{IA_{EE_{O_2}}{}^2 + IB_{EE_{O_2}}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{EE_{O_2}} = \frac{s_{EE_{O_2}}}{\sqrt{n}}$$

$$u_{\dot{m}C_{ad}} = IB_{cc}$$

$$IB_{EE_{O_2}} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{EE_{O_2}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}.u_{\dot{m}C_{ad}}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{O_2}}}{\partial \dot{m}_{ar}}.u\dot{m}_{ar}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{O_2}}}{\partial P_b}.uP_b\right)^2 + \left(uI_{EE_{O_2}}\right)^2 + \left(u_{gaspad.}\right)^2}$$

$$u\dot{m}_{ar} = \frac{R_{esol.Placa.Orifício}}{2.\sqrt{3}}$$

$$uI_{EE_{O_2}} = \frac{R_{esol.An..O_2}}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{gaspad.} = \frac{\left(\frac{u_{ei}}{K_i}\right)}{\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{EE_{O_2}}$ = Incerteza expandida da emissão específica de O_2 [g/kW.h];

$IA_{EE_{O_2}}$ = Incerteza tipo “A” da emissão específica de O_2 [g/kW.h];

$IB_{EE_{O_2}}$ = Incerteza tipo “B” da emissão específica de O_2 [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$\frac{\partial_{EE_{O_2}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}$ = Variação de emissão de O_2 com a variação da vazão de massa de combustível admitido;

$\frac{\partial_{EE_{O_2}}}{\partial \dot{m}_{ar}}$ = Variação de emissão de O_2 com a variação da vazão de massa de ar admitido;

$\frac{\partial_{EE_{O_2}}}{\partial P_b}$ = Variação de emissão de O_2 com a variação da potência produzida;

$uI_{EE_{O_2}}$ = Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de O_2 [%];

$u_{gaspad.}$ = Componente (retangular) da incerteza do gás O_2 padrão [%];

u_{ei} = Incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

K_i = Coeficiente “t” de student indicado no certificado de medição do gás padrão;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

$R_{esol.Placa.Orifício}$= Resolução da placa de orifício [kg/h];

$R_{esol.An..O_2}$ = Resolução do analisador de O_2 [%];

$u\dot{m}_{ar}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$s_{EE_{O_2}}$ = Desvio padrão das medições de emissões específicas de O_2 [g/kW.h];

Resultados de emissões específicas de O_2 (g/kW.h)

O2															
Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	445	1	9	510	48	56	545	46	54	463	16	21	474	77	89
35	417	30	35	465	19	24	496	32	38	509	43	51	472	24	29
32,5	521	15	21	554	8	14	575	35	42	578	28	35	552	23	29
30	615	29	35	660	4	14	691	25	32	722	2	15	668	36	44
25	844	29	37	908	36	45	921	29	38	949	51	62	913	70	83
20	1209	3	24	1323	16	32	1334	39	52	1371	69	84	1235	69	83
15	1818	29	50	1996	71	92	1937	45	65	2085	43	65	2068	40	62

Fonte: Dados da pesquisa

A.8 Emissões específicas de NO_x

$$I_{EE_{NO_x}} = \left(\sqrt{IA_{EE_{NO_x}}{}^2 + IB_{EE_{NO_x}}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{EE_{NO_x}} = \frac{s_{EE_{NO_x}}}{\sqrt{n}}$$

$$u_{\dot{m}C_{ad}} = IB_{cc}$$

$$IB_{EE_{NO_x}} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{EE_{NO_x}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}.u_{\dot{m}C_{ad}}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{NO_x}}}{\partial \dot{m}_{ar}}.u\dot{m}_{ar}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{NO_x}}}{\partial P_b}.uP_b\right)^2 + \left(uI_{EE_{NO_X}}\right)^2 + \left(u_{gaspad.}\right)^2}$$

$$u\dot{m}_{ar} = \frac{R_{esol.Placa.Orifício}}{2.\sqrt{3}}$$

$$uI_{EE_{NO_x}} = \frac{R_{esol.An..NO_x}}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{gaspad.} = \frac{\left(\frac{u_{ei}}{K_i}\right)}{\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{EE_{NO_x}}$ = Incerteza expandida da emissão específica de NOx [g/kW.h];

$IA_{EE_{NO_x}}$ = Incerteza tipo “A” da emissão específica de NOx [g/kW.h];

$IB_{EE_{NO_x}}$ = Incerteza tipo “B” da emissão específica de NOx [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$\frac{\partial_{EE_{NO_x}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}$ = Variação de emissão de NOx com a variação da vazão de massa de combustível admitido;

$\frac{\partial_{EE_{NO_x}}}{\partial \dot{m}_{ar}}$ = Variação de emissão de NOx com a variação da vazão de massa de ar admitido;

$\frac{\partial_{EE_{NO_x}}}{\partial P_b}$ = Variação de emissão de NOx com a variação da potência produzida;

$uI_{EE_{NO_x}}$ = Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de NOx [%];

$u_{gaspad.}$ = Componente (retangular) da incerteza do gás NOx padrão [%];

u_{ei} = incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

K_i = Coeficiente “t” de student indicado no certificado de medição do gás padrão;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

$R_{esol.Placa.Orifício}$= Resolução da placa de orifício [kg/h];

$R_{esol.An.NO_x}$ = Resolução do analisador de NOx [%];

$u\dot{m}_{ar}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$s_{EE_{NO_x}}$ = Desvio padrão das medições de emissões específicas de NOx [g/kW.h];

Resultados de emissões específicas de NOx (g/kW.h)

Nox															
Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	4,6	0,1	0,7	3,8	0,4	0,8	4,2	0,1	0,7	4,7	0,4	0,4	4,1	0,4	0,4
35	5,0	0,0	0,6	4,9	0,5	0,8	5,4	0,2	0,6	5,2	0,4	0,5	4,6	0,4	0,5
32,5	5,4	0,2	0,6	4,9	0,5	0,8	5,5	0,3	0,7	5,3	0,5	0,5	4,6	0,4	0,5
30	5,6	0,0	0,5	4,9	0,5	0,8	5,4	0,3	0,6	5,2	0,4	0,5	4,6	0,1	0,1
25	6,5	0,1	0,5	5,0	0,6	0,8	5,4	0,5	0,7	5,1	0,4	0,4	4,5	0,3	0,4
20	7,0	0,3	0,5	5,7	0,2	0,5	5,6	0,5	0,7	5,1	0,2	0,2	4,7	0,1	0,2
15	7,7	0,1	0,3	6,4	0,2	0,4	6,2	0,3	0,4	5,4	0,1	0,1	4,8	0,6	0,7

Fonte: Dados da pesquisa

A.9 Emissões específicas de NO

$$I_{EE_{NO}} = \left(\sqrt{IA_{EE_{NO}}{}^2 + IB_{EE_{NO}}{}^2}\right).t_{est}$$

$$IA_{EE_{NO}} = \frac{s_{EE_{NO}}}{\sqrt{n}}$$

$$u_{\dot{m}C_{ad}} = IB_{cc}$$

$$IB_{EE_{NO}} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{EE_{NO}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}.u_{\dot{m}C_{ad}}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{NO}}}{\partial\dot{m}_{ar}}.u\dot{m}_{ar}\right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{NO}}}{\partial P_b}.uP_b\right)^2 + \left(uI_{EE_{NO}}\right)^2 + \left(u_{gaspad.}\right)^2}$$

$$u\dot{m}_{ar} = \frac{R_{esol.Placa.Orifício}}{2.\sqrt{3}}$$

$$uI_{EE_{NO}} = \frac{R_{esol.An..NO}}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{gaspad.} = \frac{\left(\frac{u_{ei}}{K_i}\right)}{\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{EE_{NO}}$ = Incerteza expandida da emissão específica de NO [g/kW.h];

$IA_{EE_{NO}}$ = Incerteza tipo “A” da emissão específica de NO [g/kW.h];

$IB_{EE_{NO}}$ = Incerteza tipo “B” da emissão específica de NO [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$\frac{\partial_{EE_{NO}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}$ = Variação de emissão de NO com a variação da vazão de massa de combustível admitido;

$\frac{\partial_{EE_{NO}}}{\partial \dot{m}_{ar}}$ = Variação de emissão de NO com a variação da vazão de massa de ar admitido;

$\frac{\partial_{EE_{NO}}}{\partial P_b}$ = Variação de emissão de NO com a variação da potência produzida;

$uI_{EE_{NO}}$ = Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de NO [%];

$u_{gaspad.}$ = Componente (retangular) da incerteza do gás NO padrão [%];

u_{ei} = incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

K_i = Coeficiente “t” de student indicado no certificado de medição do gás padrão;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

$R_{esol.Placa.Orifício}$= Resolução da placa de orifício [kg/h];

$R_{esol.An.NO}$ = Resolução do analisador de NO [%];

$u\dot{m}_{ar}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$s_{EE_{NO}}$ = Desvio padrão das medições de emissões específicas de NO [g/kW.h];

Resultados de emissões específicas de NO (g/kW.h)

NO															
Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	2,7	0,1	0,7	2,2	0,3	0,7	2,4	0,6	0,9	2,7	0,3	0,7	2,3	0,2	0,9
35	3,0	0,1	0,6	2,9	0,2	0,7	3,2	0,2	0,6	3,0	0,3	0,7	2,7	0,2	0,7
32,5	3,2	0,0	0,6	2,8	0,2	0,6	3,2	0,2	0,6	3,0	0,3	0,7	2,7	0,2	0,6
30	3,3	0,1	0,5	2,8	0,2	0,6	3,1	0,2	0,6	2,9	0,4	0,7	2,6	0,2	0,6
25	3,8	0,1	0,4	2,8	0,3	0,5	3,0	0,3	0,6	2,7	0,3	0,5	2,5	0,1	0,5
20	4,0	0,0	0,4	3,0	0,1	0,4	2,9	0,4	0,6	2,6	0,1	0,4	2,5	0,1	0,4
15	4,3	0,1	0,3	3,1	0,2	0,4	3,0	0,4	0,5	2,7	0,1	0,3	2,0	0,3	0,4

Fonte: Dados da pesquisa

A.10 Emissões específicas de THC

$$I_{EE_{THC}} = \left(\sqrt{IA_{EE_{THC}}{}^2 + IB_{EE_{THC}}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{EE_{THC}} = \frac{s_{EE_{THC}}}{\sqrt{n}}$$

$$u_{\dot{m}C_{ad}} = IB_{cc}$$

$$IB_{EE_{THC}} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{EE_{THC}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}.u_{\dot{m}C_{ad}} \right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{THC}}}{\partial \dot{m}_{ar}}.u\dot{m}_{ar} \right)^2 + \left(\frac{\partial_{EE_{THC}}}{\partial P_b}.uP_b \right)^2 + \left(uI_{EE_{THC}} \right)^2 + \left(u_{gaspad.} \right)^2}$$

$$u\dot{m}_{ar} = \frac{R_{esol.Placa.Orifício}}{2.\sqrt{3}}$$

$$uI_{EE_{THC}} = \frac{R_{esol.An..THC}}{2.\sqrt{3}}$$

$$u_{gaspad.} = \frac{\left(\frac{u_{ei}}{K_i} \right)}{\sqrt{3}}$$

Onde:

$I_{EE_{THC}}$ = Incerteza expandida da emissão específica de THC [g/kW.h];

$IA_{EE_{THC}}$ = Incerteza tipo “A” da emissão específica de THC [g/kW.h];

$IB_{EE_{THC}}$ = Incerteza tipo “B” da emissão específica de THC [g/kW.h];

IB_{cc} = Incerteza tipo “B” do consumo de combustível [kg/h];

$\frac{\partial_{EE_{THC}}}{\partial_{\dot{m}C_{ad}}}$ = Variação de emissão de THC com a variação da vazão de massa de combustível admitido;

$\frac{\partial_{EE_{THC}}}{\partial \dot{m}_{ar}}$ = Variação de emissão de THC com a variação da vazão de massa de ar admitido;

$\frac{\partial_{EE_{THC}}}{\partial P_b}$ = Variação de emissão de THC com a variação da potência produzida;

$uI_{EE_{NO}}$ = Componente (retangular) da incerteza de leitura do analisador de THC [%];

$u_{gaspad.}$ = Componente (retangular) da incerteza do gás THC padrão [%];

u_{ei} = Incerteza expandida indicada no certificado de medição do gás padrão [%];

K_i = Coeficiente “t” de student indicado no certificado de medição do gás padrão;

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

$u_{\dot{m}C_{ad}}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de combustível admitida [kg];

$R_{esol.Placa.Orifício}$ = Resolução da placa de orifício [kg/h];

$R_{esol.An.THC}$ = Resolução do analisador de THC [%];

$u\dot{m}_{ar}$ = Componente (retangular) da incerteza da vazão de massa de ar admitida [kg];

$s_{EE_{THC}}$ = Desvio padrão das medições de emissões específicas de THC [g/kW.h];

Resultados de emissões específicas de THC (g/kW.h)

THC															
Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	1,6	0,2	0,7	0,6	0,3	0,7	1,0	0,0	0,6	0,9	0,1	0,1	1,4	0,2	0,2
35	1,5	0,1	0,6	0,6	0,0	0,6	0,9	0,0	0,6	0,9	0,1	0,1	1,8	0,4	0,5
32,5	1,6	0,0	0,6	0,6	0,0	0,6	0,9	0,1	0,6	0,9	0,0	0,1	1,6	0,3	0,4
30	1,5	0,1	0,5	0,7	0,1	0,5	1,1	0,1	0,5	1,2	0,0	0,1	2,0	0,4	0,5
25	1,8	0,1	0,4	1,0	0,1	0,4	1,6	0,1	0,5	1,9	0,1	0,1	2,8	0,7	0,8
20	2,1	0,0	0,4	1,0	0,1	0,4	3,0	0,2	0,4	3,6	0,3	0,3	4,1	1,2	1,4
15	2,8	0,1	0,3	1,7	0,1	0,3	5,7	0,6	0,8	7,0	0,3	0,4	6,6	0,1	0,2

Fonte: Dados da pesquisa

A.11 Emissões de material particulado

$$I_{PM} = \left(\sqrt{IA_{PM}{}^2 + IB_{PM}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{PM} = \frac{s_{PM}}{\sqrt{n}}$$

$$IB_{PM} = \sqrt{\left(\frac{R_{esolPM}}{2.\sqrt{3}} \right)^2 + \left(\frac{(E_{Lmo})}{\sqrt{3}} \right)^2}$$

Onde:

I_{PM} = Incerteza expandida da emissão de materiais particulados [%];

IA_{PM} = Incerteza tipo “A” da emissão de matérias particulados [%];

IB_{PM} = Incerteza tipo “B” da emissão de matérias particulados [%];

s_{PM} = Desvio padrão das medições de emissões de materiais particulados [%];

R_{esolPM} = Resolução do medidor de opacidade [%];

E_{Lmo} = Erro de leitura do medidor de opacidade;

Resultados de emissões de material particulado (%)

B8							H07						H10					
Carga	T1	T2	T3	Média	Desvio	u.e. (95%)	T1	T2	T3	Média	Desvio	u.e. (95%)	T1	T2	T3	Média	Desvio	u.e. (95%)
37,5	23,5	22,6	-	23,1	0,6	0,9	5	3,9	3,9	4,3	0,6	0,9	6,7	8,5	10,3	8,5	1,8	2,2
35	13,9	12,3	-	13,1	1,1	1,4	3,3	2,4	3,6	3,1	0,6	0,9	7,6	3,6	4,6	5,3	2,1	2,5
32,5	9,4	8,2	-	8,8	0,8	1,1	2,5	1,1	3,6	2,4	1,3	1,6	2,4	2	10,6	2,2	0,3	0,6
30	9,3	6,3	-	7,8	2,1	2,5	2,3	1,5	3,3	2,4	0,9	1,2	1,7	2,1	4,1	2,6	1,3	1,6
25	8,4	3,9	-	6,2	3,2	3,7	1,8	0,8	2,2	1,6	0,7	1,0	1,2	1,1	4,4	2,2	1,9	2,2
20	4,7	1,4	-	3,1	2,3	2,8	1,9	1,1	2,7	1,9	1,1	1,4	2,2	2,2	4,5	3,0	1,3	1,6
15	5,8	2,5	-	4,2	2,3	2,8	1,8	0,8	2,9	1,9	1,5	1,8	1,2	1,2	1,8	1,4	0,3	0,7

H20							H30						
Carga	T1	T2	T3	Média	Desvio	u.e. (95%)	T1	T2	T3	Média	Desvio	u.e. (95%)	
37,5	8,05	10,4	5,7	8,1	3,3	3,9	3	4,9	-	2,6	1,3	1,6	
35	4,25	2,9	5,6	4,3	1,9	2,3	1,5	3	-	1,5	1,1	1,3	
32,5	5,7	2,2	8,1	5,3	3,0	3,5	1,4	2,9	-	1,4	1,1	1,3	"t" (student) = 2,0 - Incerteza tipo "B" =
30	5	4,4	1,7	3,7	1,8	2,1	1,1	2,4	-	1,2	0,9	1,2	
25	2,3	2	1,3	1,9	0,5	0,8	0,1	2,6	-	0,9	1,8	2,1	
20	1,5	1,8	1,2	1,5	0,3	0,7	1,9	2	-	2,0	0,6	0,9	
15	1,5	2,1	1,6	1,8	0,4	0,7	1,2	1,3	-	1,3	0,6	0,9	

Fonte: Dados da pesquisa

A.12 Eficiência de conversão de combustível

$$I_{ECC} = \left(\sqrt{IA_{ECC}{}^2 + IB_{ECC}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{ECC} = \frac{s_{ECC}}{\sqrt{n}}$$

$$IB_{ECC} = \sqrt{\left(\frac{\partial_{ECC}}{\partial_{\dot{m}d}}.uB_d \right)^2 + \left(\frac{\partial_{ECC}}{\partial \dot{m}_e}.uB_e \right)^2 + \left(\frac{\partial_{ECC}}{\partial P_b}.uP_b \right)^2}$$

Onde:

I_{ECC} = Incerteza expandida da eficiência da conversão de combustível [%];

IA_{ECC} = Incerteza tipo “A” da eficiência da conversão de combustível [%];

IB_{ECC} = Incerteza tipo “B” da eficiência da conversão de combustível [%];

uB_e = Componente (retangular) da incerteza da balança de etanol [kg];

uB_d = Componente (retangular) da incerteza da balança de óleo diesel [kg];

uP_b = Componente (retangular) da incerteza do analisador de energia [kW];

s_{ECC} = Desvio padrão das medições de eficiência de conversão de combustível [%];

Resultados de eficiência de conversão de combustível (%)

Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	31	0,13	0,2	31	0,51	0,6	32	0,39	0,4	31	0,31	0,35	32	0,49	0,6
35	32	0,35	0,4	31	0,61	0,7	33	0,11	0,1	32	0,13	0,15	32	0,53	0,6
32,5	32	0,19	0,2	32	0,49	0,6	32	0,46	0,5	32	0,29	0,34	32	0,19	0,2
30	32	0,12	0,1	31	0,59	0,7	33	0,34	0,4	32	0,23	0,26	32	0,85	1,0
25	32	0,19	0,2	30	0,21	0,2	31	0,55	0,6	31	0,50	0,58	31	1,13	1,3
20	30	0,35	0,4	29	0,48	0,6	29	0,24	0,3	29	0,62	0,72	30	0,20	0,2
15	27	0,30	0,4	25	0,69	0,8	25	0,08	0,1	25	0,67	0,77	24	0,04	0,1

Fonte: Dados da pesquisa

A.13 Temperatura dos gases de exaustão

$$I_{TGE} = \left(\sqrt{IA_{TGE}{}^2 + IB_{TGE}{}^2} \right).t_{est}$$

$$IA_{TGE} = \frac{s_{TGE}}{\sqrt{n}}$$

$$IB_{TGE} = \sqrt{\left(\frac{R_{esolTGE}}{2.\sqrt{3}} \right)^2 + \left(\frac{(E_{LmTGE})}{\sqrt{3}} \right)^2}$$

Onde:

I_{TGE} = Incerteza expandida da medição de temperatura dos gases de exaustão [°C];

IA_{TGE} = Incerteza tipo “A” da medição de temperatura dos gases de exaustão [°C];

IB_{TGE} = Incerteza tipo “B” da medição de temperatura dos gases de exaustão [°C];

s_{TGE} = Desvio padrão das medições de temperatura dos gases de exaustão [°C];

$R_{esolTGE}$ = Resolução do medidor de temperatura dos gases de exaustão [°C];

E_{LmTGE} = Erro de leitura do medidor de temperatura dos gases de exaustão [°C];

Resultados de temperatura dos gases de exaustão (°C)

Carga kw	B8			D60 E40 H07			D60 E40 H10			D60 E40 H20			D60 E40 H30		
	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)	Média	Desv.	u.e. (95%)
37,5	570	24,4	28	520	11,9	14	530	43,7	51	543	10,7	13	543	24,0	28
35	550	16,8	20	518	2,3	4	523	17,6	21	524	4,3	6	531	8,1	10
32,5	517	13,0	15	492	1,0	4	496	9,3	11	499	4,5	6	503	7,8	10
30	483	9,5	11	464	1,2	4	468	4,8	6	463	3,1	5	466	19,7	23
25	425	4,8	7	411	5,1	7	416	3,0	5	411	2,0	4	418	13,4	16
20	368	5,2	7	352	2,7	5	353	11,3	13	359	4,5	6	370	6,6	8
15	314	4,2	6	300	0,1	3	313	2,0	4	300	2,2	4	308	16,8	20

Fonte: Dados da pesquisa

APÊNDICE IV - RECURSOS NECESSÁRIOS

Item 01: Conjunto motor gerador 44 kW;

Item 02: Duzentos litros de óleo Diesel, 100 litros de etanol e 20 litros de água destilada;

Item 03: Placa de orifício para medição da vazão mássica na admissão do motor;

Item 04: Analisador de gases de emissão (CO, HC, CO2 e NOx) e opacímetro para medição do material particulado;

Item 05: Dissipador e medidor de cargas (Capacidade de 0 a 40 kW) com analisador de energia *FLUKE 1735*;

Item 06: Seis termostatos de elemento mineral com capacidade de 0 a 900 °C;

Item 07: Uma balança digital com capacidade de 0 a 10 kg e menor divisão de 01 grama e uma balança digital com capacidade de 0 a 50 Kg e menor divisão de 05 gramas;

Item 08: Transdutor medidor de pressão da câmara de combustão;

Item 09: Uma proveta de ensaio de 1000 ml e um termômetro de imersão;

Item 10: Um densímetro de vidro de 0,800 a 0,850 para se medir o grau INPM 99 a 90; um densímetro de vidro de 0,850 a 0,900 para se medir o grau INPM 90 a 80 e um densímetro de vidro de 0,900 a 0,950 para se medir o grau INPM 80 a 70;

Item 11: Uma *FuelTech* modelo *FT500* para possibilitar a operacionalização do sistema de injeção de etanol;

Item 11: Computador com os programas *LABVIEW* e *MATLAB* disponibilizados para manipulação das variáveis de injeção de etanol (ângulo do ponto de injeção, tempo e pressão de injeção) e coleta de dados;

ANEXO I – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ÓLEO DIESEL

CARACTERÍSTICA (1)	**UNIDADE**	**LIMITE**		**MÉTODO**	
		TIPO A e B		**ABNT NBR**	**ASTM/EN**
		S10	**S500**		
Aspecto (2) (22) (23)	-	Límpido e isento de impurezas		14954	D4176
(Nota)					
Cor	-	(3)	Vermelho (4)		
Cor ASTM, máx. (5)	-	3,0		14483	D1500 D6045
Teor de biodiesel (6)	% volume	(8)		15568	EN 14078
Enxofre total, máx. (21)	mg/kg	10,0 (8)	-	-	D2622 D5453 D7039 D7212 (9) D7220
		-	500	14533 (9)	D2622 D4294 (9) D5453 D7039 D7220
(Nota)					
Destilação					
10% vol., recuperados, mín.	ºC	180,0	Anotar	9619	D86
50% vol., recuperados		245,0 a 295,0	245,0 a 310,0		
85% vol., recuperados, máx.		-	360,0		
90% vol., recuperados		-	Anotar		
95% vol., recuperados, máx		370,0	-		
Massa específica a 20ºC	kg/m³	815,0 a 850,0 (10)	815,0 a 865,0	7148 14065	D1298 D4052
Ponto de fulgor, mín.	ºC	38,0		7974 14598	D56 D93 D3828 D7094

(Nota)					
Viscosidade Cinemática a 40ºC	mm²/s	2,0 a 4,5	2,0 a 5,0	10441	D445
Ponto de entupimento de filtro a frio, máx.	ºC	(11)		14747	D6371
Número de cetano, mín. ou Número de cetano derivado (NCD), mín.	-	48	42 (12)	-	D613 D6890 D7170
Resíduo de carbono Ramsbot-tom no resíduo dos 10% finais da destilação, máx.	% massa	0,25		14318	D524
Cinzas, máx.	% massa	0,010		9842	D482
Corrosividade ao cobre, 3h a 50ºC, máx	-	1		14359	D130
Teor de Água (13), máx.	mg/kg	200	500	-	D6304 EN ISO 12937
Contaminação total (14), máx.	mg/kg	24	-	-	EN 12662
Água e sedimentos, máx. (14)	% volume	-	0,05	-	D2709
(Nota)					
Hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (9) (15), máx.	% massa	11	-	-	D5186 D6591 EN 12916
(Nota)					
Estabilidade à oxidação (15), máx.	mg/100mL	2,5	-	-	D2274 (17) D5304 (17)
Índice de Acidez (24)	mg KOH/g	Anotar	-	14248	D664 D974
(Nota)					
Lubricidade, máx.	µm	(18)			ISO 12156 D6079
Condutividade elétrica, mín. (19)	pS/m	25	25 (20)	- -	D2624 D4308

Fonte: Resolução ANP n°50/2013

ANEXO II – CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DO ETANOL

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE		
		EAC	EHC	EHCP2
Aspecto (3)	-	Límpido e Isento de Impurezas (LII)		
Cor	-	4	5	
Acidez total, máx. (em miligramas de ácido acético)	mg/L	30		
Condutividade elétrica (máx.6)	µS/m	300		
Massa específica a 20ºC. (7)	kg/m^3	791,5 máx.	805,2 a 811,2	799,7 a 802,8
Teor alcoólico (7,8,9)	% massa	99,3 mín.	92,5 a 94,6	95,5 a 96,5
Potencial hidrogeniônico (pH)	-	-	6,0 a 8,0	
Teor de etanol, mín.10	% volume	98,0	94,5	96,3
Teor de água, máx.10	% massa	0,7	7,5	4,5
Teor de metanol, máx.10	% volume	0,5		
Resíduo por evaporação, máx.12,13	mg/100mL	5		
Teor de hidrocarbonetos, máx.12	% volume	3		
Teor de cloreto, máx.14	mg/kg	1		
Teor de sulfato, máx.15	mg/kg	4		
Teor de ferro, máx.15	mg/kg	5		
Teor de sódio (máx.15)	mg/kg	2		
Teor de cobre (máx.16)	mg/kg	0,07		
Teor de enxofre (máx.17,18)	mg/kg	Anotar		

Fonte: Resolução ANP n°19/2015

ANEXO III – ANÁLISE DAS PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS

LEC
Laboratório de Ensaios de Combustíveis - UFMG

CRL 0243

Relatório de Ensaio Etanol Nº 479/17-A

Solicitante: Osmano Souza Valente
Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.
Amostra: Etanol Hidratado
Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017
Data da Coleta: 10/05/2017
Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017
Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: **Etanol Hidratado / PUC Minas.** Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			EAC	EHC	EAC	EHC	ABNT NBR	ASTM
Massa Específica a 20º C, kg/m³ (7)	810,0	30/05/2017	791,5 máx.	802,9 a 811,2	-	-	5992 ☐	-
					791,6 a 792,3	802,8 a 811,7	15639 ☒	D 4052 ☐

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de especificação da **Resolução ANP 19/2015, Regulamento Técnico ANP Nº 2/2015.**

Os resultados apresentados neste relatório de ensaio referem-se exclusivamente à amostra citada, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.
"As opiniões e interpretações expressas abaixo não fazem parte do escopo da acreditação deste laboratório."

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 05/06/2017

Av. Antônio Carlos, 6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG-Brasil -Cep:31.270-901
Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650

LEC
Laboratório de Ensaios de Combustíveis-UFMG

Relatório de Ensaio Etanol Nº 479/17-B

Solicitante: Osmano Souza Valente
Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.
Amostra: Etanol Hidratado
Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017
Data da Coleta: 10/05/2017
Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017
Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: **Etanol Hidratado / PUC Minas.** Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			EAC	EHC	EAC	EHC	ABNT NBR	ASTM
Teor de Água, % massa, máx. (10)	7,18	30/05/2017	0,7	7,5	-		-	D6304 ☒
Ponto de Fulgor, ºC, min	< 15,2	30/05/2017	-		-		-	D56 ☒

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de especificação da **Resolução ANP 19/2015, Regulamento Técnico ANP Nº 2/2015.**

Os resultados apresentados neste relatório de ensaio referem-se exclusivamente à amostra citada, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.

Importante: Este documento complementa o Relatório de Ensaio nº 479/17-A.

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 05/06/2017

Av. Antônio Carlos,6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG-Brasil -Cep:31.270-901
Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650

LEC
Laboratório de Ensaios de Construtíveis - UFMG

CRL 0243

Relatório de Ensaio Diesel Nº 478/17-A

Solicitante: Osmano Souza Valente
Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.
Amostra: Diesel
Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017
Data da Coleta: 10/05/2017
Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017
Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: **Óleo Diesel B7? / PUC Minas.** Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA		RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
				S10	S500	S10	S500	ABNT NBR	ASTM
Massa Específica a 20° C, kg/m³		849,1	01/06/2017	815 a 853 (10)	815 a 865	814,7 a 853,3	814,7 a 865,3	14065 ☐	D4052 ☒
						-	-	7148 ☐	D1298 ☐
Destilação, °C	10%vol. Recuperados mín.	222,8	01/06/2017	≥180	Anotar	174,2 a 179,9	-	9619 ☐	D86 ☒
	50%vol. Recuperados	280,8		245 a 295	245 a 310	243,2 a 296,8	242,2 a 312,8		
	85% vol. Recuperados	332,4		-	0 a 360	-	360,1 a 363,4		
	90% vol. Recuperados	342,8		-	Anotar	-	-		
	95% vol. Recuperados	359,2		0 a 370	-	370,1 a 375,7	-		
Enxofre Total, mg/kg		3,3	01/06/2017	0 a 15 (8)	-	15,1 a 16,9	-	-	D2622 ☐ D5453 ☒ D7039 ☐ D7212 (9) ☐ D7220 ☐
				-	0 a 500	-	500,1 a 594,0	14533 ☐	D2622 ☐ D4294 ☐ D5453 ☐ D7039 ☐ D7220 ☐

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de Especificação da Resolução ANP **50/2013 (24/12/2013)** e Regulamento Técnico ANP **nº 4/2013.**
*As especificações estão de acordo com a **Resolução ANP nº 50/2013 (24/12/2013)** e Regulamento Técnico ANP **nº 4/2013**.

Os resultados apresentados neste boletim referem-se exclusivamente a esta amostra, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.
"As opiniões e interpretações expressas abaixo não fazem parte do escopo da acreditação deste laboratório."

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 05/06/2017

Av. Antônio Carlos,6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG-Brasil -Cep:31.270-901
Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650

LEC
Laboratório de Ensaios de Combustíveis - UFMG

Relatório de Ensaio Diesel **Nº 478/17 - B**

Solicitante: Osmano Souza Valente
Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.
Amostra: Diesel
Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017
Data da Coleta: 10/05/2017
Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017
Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: **Óleo Diesel B7? / PUC Minas.** Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			S10	S500	S10	S500	ABNT NBR	ASTM/EN
Teor de Biodiesel, % v/v (6)	8,5	02/06/2017	7,5 a 8,5 (7)		7,2 a 8,8		15568 ☐	EN 14078 ☒
Viscosidade Cinemática a 40°C, mm^2/s	3,333	01/06/2017	2,0 a 4,5	2,0 a 5,0	-	-	10441 ☐	D 445 ☒
Ponto de Fulgor, °C, min	64,2	31/05/2017	38		35,4		7974 ☐ 14598 ☐	D 56 ☒ D 93 ☐ D 3828 ☐

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de Especificação da Resolução ANP **50/2013 (23/12/2013)** e Regulamento Técnico ANP **nº 4/2013.**
*As especificações estão de acordo com a **Resolução ANP nº 50/2013 (23/12/2013)** e Regulamento Técnico ANP **nº 4/2013**.
Os resultados apresentados neste boletim referem-se exclusivamente a esta amostra, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.
"As opiniões e interpretações expressas abaixo não fazem parte do escopo da acreditação deste laboratório."

Importante: Este documento complementa o Relatório de Ensaio nº 478/17-A.

Carolina C. Souza

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 05/06/2017

Av. Antônio Carlos,6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG-Brasil -Cep:31.270-901
Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650

LEC
Laboratório de Ensaios de Combustíveis - UFMG

Relatório de Ensaio Diesel **Nº 555/17**

Solicitante: Osmano Souza Valente
Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.
Amostra: Diesel
Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017
Data da Coleta: 10/05/2017
Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017
Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: **Óleo Diesel B7? / PUC Minas.** Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			S10	S500	S10	S500	ABNT NBR	ASTM/EN
Poder Calorífico Superior, (MJ/kg)	45,148	13/06/2017	-		-		-	D240

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de Especificação da Resolução ANP **50/2013 (23/12/2013)** e Regulamento Técnico ANP **nº 4/2013.**
*As especificações estão de acordo com a **Resolução ANP nº 50/2013 (23/12/2013)** e Regulamento Técnico ANP **nº 4/2013**.
Os resultados apresentados neste boletim referem-se exclusivamente a esta amostra, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.
"As opiniões e interpretações expressas abaixo não fazem parte do escopo da acreditação deste laboratório."

Este Relatório complementa o Relatório de Ensaio nº 478/17-B.

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 14/06/2017

Av. Antônio Carlos,6627–Campus Pampulha–Belo Horizonte/MG Brasil -Cep:31.270-901
Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650

LEC
Laboratório de Ensaios de Combustíveis - UFMG

Relatório de Ensaio Etanol Nº 556/17

Solicitante: Osmano Souza Valente
Endereço: Av. Dom José Gaspar, 500, Coração Eucarístico, Belo Horizonte, MG.
Amostra: Etanol Hidratado
Data de Entrada no Laboratório: 26/05/2017
Data da Coleta: 10/05/2017
Data do Atendimento ao Cliente: 26/05/2017
Observações: A amostra estava acondicionada em frasco de vidro âmbar tampado, com a seguinte identificação: **Etanol Hidratado / PUC Minas.** Coleta realizada pelo cliente, sem informações ambientais.

CARACTERÍSTICA	RESULTADO	DATA DO ENSAIO	ESPECIFICAÇÃO *		TOLERÂNCIA		MÉTODO	
			EAC	EHC	EAC	EHC	ABNT NBR	ASTM
Poder Calorifico Superior, (MJ/kg)	27,416	13/06/2017	-		-		-	D240

(n) As observações numeradas devem ser verificadas na Tabela de especificação da **Resolução ANP 19/2015, Regulamento Técnico ANP Nº 2/2015.**

Os resultados apresentados neste relatório de ensaio referem-se exclusivamente à amostra citada, não sendo extensivo a lotes ou reservatórios do combustível analisado.

Este Relatório complementa o Relatório de Ensaio nº 479/17-B.

Carolina do Carmo Souza
Química Responsável Ensaios Regulares
Nº CRQ : 02101288

Belo Horizonte, 14/06/2017

Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Pampulha – Belo Horizonte/MG - Brasil - Cep: 31.270-901
Fone: (31) 3409-6651 - Fax: (31) 3409-6650