

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI
DARLAN JORGE GIL TORRES

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA OPERANDO COM DUAS DIFERENTES TAXAS DE COMPRESSÃO E
DIVERSAS MISTURAS DE ETANOL E ÁGUA**

São Bernardo do Campo

2018

DARLAN JORGE GIL TORRES

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA OPERANDO COM DUAS DIFERENTES TAXAS DE COMPRESSÃO E
DIVERSAS MISTURAS DE ETANOL E ÁGUA**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro
Universitário da FEI para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientado pelo Prof. Dr. Cyro Albuquerque.

São Bernardo do Campo

2018

Torres, Darlan Jorge Gil.

Análise de desempenho e emissões de um motor de combustão interna operando com duas diferentes taxas de compressão e diversas misturas de etanol e água / Darlan Jorge Gil Torres. São Bernardo do Campo, 2018.
171 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque.

1. Mistura etanol e água. 2. Motor de combustão interna. 3. Emissões.
4. Taxa de compressão. I. Albuquerque, Cyro , orient. II. Título.

Aluno: Darlan Jorge Gil Torres

Matrícula: 214305-5

Título do Trabalho: Análise de desempenho e emissões de um motor de combustão interna operando com duas diferentes taxas de compressão e diversas misturas de etanol e água.

Área de Concentração: Sistemas Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto

Data da realização da defesa: 27/03/2018

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 27 / 03 / 2018.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Cyro Albuquerque Neto

Ass.: _____

Prof. Dr. Maurício Silva Ferreira

Ass.: _____

Prof. Dr. Ronaldo Gonçalves dos Santos

Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO ☒

REPROVADO ☐

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE
FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA
EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

À minha família querida e muito especialmente
à minha esposa amada Flavia.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela vida, pela graça e pela condição dada para realização deste sonho.

À minha amada esposa Flavia pela motivação, pela paciência, pelos incentivos nos momentos de dificuldade e por todo o carinho durante a trajetória do curso.

Aos meus queridos pais Joarez e Célia pela educação, apoio, ensinamentos e amor e aos meus irmãos queridos Diego e Deborah.

Aos meus amigos e minha sogra Marli que sempre estiveram comigo mesmo que somente em pensamento.

Ao Centro Universitário da FEI pela estrutura educacional que está sendo importantíssima desde a minha graduação em Engenharia Mecânica Automobilística até o curso de Mestrado. Ao time do CLQ da FEI sendo a Simone Rosin, ao professor Dr. Ricardo Belchior e ao Mário Feola, os quais me ajudaram em relação as análises dos combustíveis, ao CLM da FEI principalmente à Adelaide Bispo que me ajudou com o transporte do equipamento do analisador de gases e também à Reitoria.

Agradeço grandemente ao Instituto Mauá de Tecnologia (IMT) que abriram as portas para mim, tornando possível este trabalho, agradeço ao caro reitor professor Dr. José Carlos de Souza Jr., ao diretor do centro de pesquisa Engenheiro José Roberto Augusto de Campos, ao professor Clayton Zabeu, ao professor Renato Romio e Rodrigo Faggi que simplesmente me receberam e me deram todas as ferramentas para realizar os testes experimentais, e agradeço grandemente à equipe do laboratório de motores da Mauá sendo o Everton Ramella, Pedro Lantery, Caio, Leandro e Rafael que me suportaram durante tantos dias na Mauá e sem os mesmos a experimentação do motor não aconteceria, à Márcia Coutinho na solução do funcionamento do analisador de gases e à Letícia quanto a calibração da célula de carga.

Ao meu amigo Mário pelo companheirismo e pela amizade.

E grandemente ao meu orientador Professor Doutor Cyro Albuquerque pela motivação, atenção, orientação, e acima de tudo pelo suporte durante o curso de Mestrado.

“E ainda que tivesse o dom de profecia, e conhecesse todos os mistérios e toda a ciência, e ainda que tivesse toda a fé de maneira tal que transportasse os montes, e não tivesse a caridade, nada seria.”

Bíblia Sagrada, I Coríntios Cap.13 v.2.

RESUMO

Diante dos problemas ambientais globais, a busca de soluções que podem proporcionar menores emissões em veículos que operam com motores de combustão interna, e também a busca da economia de energia, seja na utilização dos combustíveis nos próprios veículos ou em processos industriais, está continuamente sendo explorada. Combustíveis alternativos e motores de combustão interna mais eficientes são assuntos que poderão decidir o futuro da concepção de propulsão veicular a médio, curto ou longo prazo. Neste trabalho uma análise experimental do desempenho e emissões de um motor ciclo Otto operando com duas diferentes taxas de compressão e diversas misturas de combustível etanol anidro com variação do teor de água é apresentada. Para tanto, o motor foi instrumentado e montado em uma bancada dinamométrica, teve o avanço do ponto de ignição e injeção de combustível calibrados pelo controlador MegaSquirt® de forma a obter o máximo torque por rotação com mistura estequiométrica. Alguns parâmetros característicos do motor e das emissões provenientes do seu sistema de exaustão foram aquisitados. Os resultados mostraram que o motor foi capaz de operar com uma mistura combustível de etanol e 50% de água em volume, condição esta que ainda não havia sido realizada por nenhum trabalho consultado nas literaturas verificadas, além do mais, houve significativa redução de emissão de NO_x à medida que aumentou a fração de água na mistura, ficou evidente que o aumento da taxa de compressão reduziu o consumo específico de combustível e também reduziu a temperatura dos gases de exaustão e por outro lado aumentou a eficiência de conversão do combustível.

Palavras-chave: Mistura Etanol e Água. Motor de Combustão Interna. Emissões. Taxa de compressão.

ABSTRACT

In the face of global environmental problems, the search for solutions that can provide lower emissions in vehicles operating with internal combustion engines, as well as the pursuit of energy savings, whether in the use of fuel in the vehicles themselves or in industrial processes, have been continually explored. Alternative fuels and more efficient internal combustion engines are issues that may decide the future of medium, short or long-term vehicle propulsion design. In this work, an experimental analysis of the performance and emissions of an Otto cycle engine operating with two different compression rates and several mixtures of anhydrous ethanol fuel with variation of the water content is presented. The engine was instrumented and mounted on a dynamometer, it had the ignition point and injection fuel advance calibrated by the MegaSquirt® controller in order to obtain the maximum torque by stoichiometric mixture. Some characteristic engine parameters and emissions from its exhaust system have been acquired. The results showed that the engine was able to operate with a fuel mixture up to ethanol and 50% of water content, this engine operation condition had not been performed by any work consulted in literature yet, besides, there was a significant reduction of NO_x emission as the water content in the mixture increased. It has been evident that the increased compression ratio reduced the specific fuel consumption, also reduced the exhaust gas temperature, and on the other hand increased the fuel conversion efficiency.

Keywords: Ethanol and Water Blends. Internal Combustion Engine. Emissions. Compression ratio.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Emissões de gases de efeito estufa por setor de economia do ano 2010	22
Figura 2: Emissões globais de carbono de combustíveis entre 1900 a 2010.....	22
Figura 3: Tempo de esgotamento dos combustíveis.....	23
Figura 4: Energia necessária para destilação do etanol como uma fração PCI do etanol	25
Figura 5: Produção brasileira de etanol	26
Figura 6: Princípio de movimentação do pistão – Esquema Biela e Manivela	30
Figura 7: Princípio de movimentação do pistão	31
Figura 8: Pontos de deslocamento do pistão no cilindro do motor	33
Figura 9: Esquema de medição do torque de um motor através do dinamômetro	34
Figura 10: Relação da PME indicada, calor do ciclo termodinâmico e taxa de compressão ...	35
Figura 11: Variação da eficiência aproximada de motores e plantas de energia.....	37
Figura 12: Ciclo Otto.....	41
Figura 13: Relação entre eficiência térmica, taxa de compressão e razão de calor específico	43
Figura 14: Emissões de NO, CO e HC em função da razão de equivalência combustível ar ..	45
Figura 15: Emissões de NO em função do tempo de Ignição	47
Figura 16: Emissões de CO em função da razão estequiométrica.....	49
Figura 17: Detalhe interno de um conversor catalítico.....	55
Figura 18: Eficiência do conversor em função da sua temperatura.....	56
Figura 19: Evolução dos limites de emissões de veículos leves.....	60
Figura 20: Evolução dos limites de emissões de veículos pesados	61
Figura 21: Sucateamento de veículos ciclo Otto ao longo do ano de fabricação	62
Figura 22: Sucateamento de veículos ciclo Diesel ao longo do ano de fabricação	62
Figura 23: Emissões da frota de veículos leves em função da fase do PROCONVE	63
Figura 24: Fluxo de obtenção do etanol anidro e hidratado	66
Figura 25: Perfil da curva de pressão normal e sob knocking em níveis leve e intenso	72
Figura 26: Limite de porcentagem de água no etanol e detonação	74
Figura 27: Total de parâmetros de solubilidade para mistura gasolina e etanol.....	75
Figura 28: Relação de consumo de combustível e teor de água misturada	80
Figura 29: Bancada dinamométrica	85
Figura 30: Levante de válvulas do motor	87
Figura 31: Fluxo de ar em função do levantamento da válvula de admissão	87
Figura 32: Conjunto motor	88

Figura 33: Componentes da linha de injeção de combustível	89
Figura 34: Sensores do conjunto motor	90
Figura 35: Termopar de combustível.....	90
Figura 36: Layout entre automação e MegaSquirt®	91
Figura 37: Módulo medidor de lambda ETAS LA4 Versão 2.4	91
Figura 38: Analisador de gases Napro PC-MULTIGÁS.....	92
Figura 39: Diagrama da configuração experimental	93
Figura 40: Poder calorífico inferior dos combustíveis (Etanol e Água).....	98
Figura 41: Método para medição do volume da cavidade do cabeçote e junta	100
Figura 42: Geometria da cabeça do pistão.....	101
Figura 43: Layout de montagem da célula de carga	103
Figura 44: Curva de calibração da célula de carga	104
Figura 45: Lâmpada de ponto estroboscópica	105
Figura 46: Copo Becker preenchido com 900ml de etanol anidro	108
Figura 47: Cabeçote sendo usinado pela fresadora	113
Figura 48: Torque nas rotações 2000rpm à 4000rpm.....	116
Figura 49: Torque em função da rotação e do combustível	119
Figura 50: Potência em função do combustível	120
Figura 51: Potência em função da rotação.....	121
Figura 52: Consumo horário do combustível	122
Figura 53: Consumo horário do combustível em função da rotação	123
Figura 54: Consumo específico do combustível em função da rotação	124
Figura 55: Temperatura de exaustão nas rotações 2000rpm à 4000rpm	126
Figura 56: Temperatura de exaustão em função da rotação	127
Figura 57: Porcentagem de redução da temperatura de exaustão.....	128
Figura 58: Avanço do ponto de ignição em função do combustível	129
Figura 59: Avanço do ponto de ignição em função da rotação	130
Figura 60: Ganho do avanço do ponto de ignição em função do combustível.....	131
Figura 61: Consumo específico do combustível	132
Figura 62: Eficiência de conversão do combustível.....	132
Figura 63: Eficiência de conversão do combustível em função da rotação.....	133
Figura 64: Emissão de CO em função da rotação	135
Figura 65: Emissão de CO em função do combustível	136
Figura 66: Emissão de CO ₂ em função da rotação	137

Figura 67: Emissão de CO ₂ em função do combustível	138
Figura 68: Aumento de emissão de CO ₂ em função do aumento da taxa de compressão.....	138
Figura 69: Emissão de O ₂ em função da rotação	139
Figura 70: Emissão de O ₂ em função do combustível.....	140
Figura 71: Emissão de HC em função do combustível	141
Figura 72: Emissão de HC em função da rotação	142
Figura 73: Emissão de NO _x em função do combustível.....	143
Figura 74: Emissão de NO _x em função da rotação	144
Figura 75: Condição do óleo lubrificante do motor após utilização do E50/W50	145
Figura 76: Pontos de corrosão apresentados após a realização de todos os testes	145

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Hidrocarbonetos contidos nos gases de motor de ignição por centelha	52
Tabela 2: Mistura de etanol e água utilizados em pesquisas	77
Tabela 3: Motores utilizados nas pesquisas com etanol misturado com água.....	77
Tabela 4: Resultados de desempenho do motor encontrados na literatura.....	84
Tabela 5: Resultados de emissões encontrados na literatura.....	84
Tabela 6: Informação técnica dos equipamentos.....	86
Tabela 7: Informação técnica do motor testado.....	86
Tabela 8: Informação técnica dos componentes do conjunto motor	88
Tabela 9: Informação técnica dos componentes da linha de injeção de combustível	89
Tabela 10: Dados técnicos do analisador de gases	92
Tabela 11: Razão ar / combustível teórica dos combustíveis.....	95
Tabela 12: Etanol anidro utilizado para caracterização e testes do motor.....	95
Tabela 13: Água destilada utilizada para caracterização e testes do motor.....	95
Tabela 14: Dosagem de combustível para caracterização	96
Tabela 15: Equipamentos utilizados para a caracterização dos combustíveis.....	96
Tabela 16: Propriedades dos combustíveis.....	97
Tabela 17: PCI dos combustíveis	98
Tabela 18: PCI dos combustíveis - completa	99
Tabela 19: Medição do volume da cavidade do cabeçote e junta	100
Tabela 20: Dimensional do diâmetro interno do cilindro e deslocamento do pistão	102
Tabela 21: Força de reação e torque da célula de carga	104
Tabela 22: Especificação técnica da lâmpada de ponto estroboscópica.....	106
Tabela 23: Validação da leitura de consumo do software da automação.....	106
Tabela 24: Quantidade de reagente para mistura combustível de 1 litro.....	109
Tabela 25: Razão ar / combustível dos combustíveis.....	109
Tabela 26: Medição do novo volume da cavidade do cabeçote e junta	113
Tabela 27: Aquisição de dados dos testes com E100/W0	160
Tabela 28: Aquisição de dados dos testes com E90/W10	161
Tabela 29: Aquisição de dados dos testes com E80/W20	162
Tabela 30: Aquisição de dados dos testes com E70/W30	163
Tabela 31: Aquisição de dados dos testes com E60/W40	164
Tabela 32: Aquisição de dados dos testes com E50/W50	165

Tabela 33: Aquisição das emissões dos testes com E100/W0.....	166
Tabela 34: Aquisição das emissões dos testes com E90/W10.....	167
Tabela 35: Aquisição das emissões dos testes com E80/W20.....	168
Tabela 36: Aquisição das emissões dos testes com E70/W30.....	169
Tabela 37: Aquisição das emissões dos testes com E60/W40.....	170
Tabela 38: Aquisição das emissões dos testes com E50/W50.....	171

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
ASTM	American Society for Testing and Materials
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CAD	Crank Angle Degree
CAP	Comissão de Acompanhamento e Avaliação do PROCONVE
CETESB	Companhia Ambiental do Estado de São Paulo
CIMA	Conselho Interministerial do Açúcar e do Alcool
CO	Monóxido de carbono
CONAMA	Conselho nacional do Meio Ambiente
E100/W0	Etanol anidro com 98,0% de teor de etanol em volume
E90/W10	Mistura combustível composta por 90% de E100/W0 + 10% de água
E80/W20	Mistura combustível composta por 80% de E100/W0 + 20% de água
E70/W30	Mistura combustível composta por 70% de E100/W0 + 30% de água
E60/W40	Mistura combustível composta por 60% de E100/W0 + 40% de água
E50/W50	Mistura combustível composta por 50% de E100/W0 + 50% de água
EAC	Etanol Anidro Combustível
ECU	Electronic Control Unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EHC	Etanol Hidratado Combustível
EPA	Environmental Protection Agency
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
F-gases	Gases fluorados
GLP	Gás liquefeito de petróleo
HC	Hidrocarbonetos
HHV	Higher heating value
IAD	Índice Antidetonante
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
INPM	Quantidade de álcool na mistura em porcentagem de massa
ISO	International Organization for Standardization

L6	L sigla para veículos leves, e 6 para a fase do programa PROCONVE
LHV	Lower Heating Value
MEP	Mean Effective Pressure
MON	Método Motor
NBR	Norma Brasileira
NBR	Borracha de Nitrilo Butadieno (Borracha Nitrílica)
NO	Número de Octanagem
NO _x	Oxido de nitrogênio
OBD	On Board Diagnostic
OICA	International Organization of Motor Vehicle Manufacturers
P-7	P sigla para veículos pesados, e 7 para a fase do programa PROCONVE
PFI	Port Fuel Injection
PM	Material particulado
PME	Pressão média efetiva
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PROCON	Programa de Proteção e Defesa do Consumidor
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
RON	Método Research
S10	Combustível Diesel com teor de enxofre máximo de 10 mg/kg
SINDICOM	Sindicato Nacional das Empresas Distribuidoras de Combustíveis e de Lubrificantes
UNICA	União da Indústria de Cana-de-açúcar
WEG	Fabricante de motores elétricos

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Ar
b	Distância entre o centro do rotor do dinamômetro até o ponto de aplicação da força na célula de carga.
C	Combustível
C_{ec}	Consumo específico de combustível
c_p	Calor específico a pressão constante
c_v	Calor específico a volume constante
cv	Unidade de potência em cavalos
D_{intc}	Diâmetro interno do cilindro
D_{ccp}	Diâmetro do círculo da cabeça do pistão
F	Força aplicada na célula de carga do dinamômetro
F_1	Força exercida pelo peso padrão
F_2	Força de reação da célula de carga
g	Grau em INPM do etanol anidro utilizado como base para mistura dos combustíveis.
h_{ccp}	Altura do círculo da cabeça do pistão
h_{vH_2O}	Entalpia de vaporização da água
k_c	Fator de correção utilizado para correção da potência
L	Curso de deslocamento do pistão
m	Massa de gás no cilindro
$\dot{m}_a$	Vazão em massa de ar
$\dot{m}_c$	Vazão em massa de combustível
N	Rotação do eixo da manivela
η_c	Eficiência de conversão do combustível
η_m	Eficiência mecânica
η_t	Eficiência térmica
η_v	Eficiência volumétrica
NO_x	Óxidos de nitrogênio
$\emptyset$	Razão de equivalência combustível/ar
P	Pressão
P_b	Pressão barométrica
PC	Poder calorífico do combustível
PCI	Poder calorífico inferior do combustível

PCS	Poder calorífico superior do combustível
P_s	Pressão do ar seco no laboratório do ensaio
Q_{in}	Adição de calor
Q_{out}	Rejeição de calor
r_c	Taxa de compressão
T	Torque
TaEA	Teor alcóolico em do etanol anidro segundo a resolução ANP 19/2015
T_c	Torque resultante pela força de reação da célula de carga
T_p	Temperatura
T_{par}	Temperatura do ar de admissão na entrada do motor
T_{pbs}	Temperatura do bulbo seco
T_{pbu}	Temperatura do bulbo úmido
V	Volume
V_{cp}	Volume da cabeça do pistão
VEA	Volume em ml do etanol anidro na mistura de um litro de combustível
V_d	Volume deslocado pela ação do pistão
VH ₂ O	Volume em ml de água na mistura de um litro de combustível
V_{ncej}	Novo volume da cavidade do cabeçote e junta
V_m	Volume morto na câmara de combustão
W	Potência
W_b	Potência medida no dinamômetro
W_c	Potência corrigida
W_f	Potencia de atrito
W_{ig}	Potência indicada
y	Razão de calor específico (cp/cv)
ρ_a	Massa específica do ar de admissão
ρ_{EA}	Massa específica do etanol anidro em g/cm ³
ρ_{H_2O}	Massa específica da água em g/cm ³
λ	Fator lambda

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	21
1.1 OBJETIVO GERAL.....	26
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	26
1.3 JUSTIFICATIVAS	27
1.4 RELEVÂNCIA.....	27
1.5 MOTIVAÇÃO.....	27
1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	28
 2 REVISÃO DE LITERATURA.....	29
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	29
2.1.1 Parâmetros de operação dos motores	32
2.1.1.1 Taxa de compressão.....	32
2.1.1.2 Potência do motor.....	33
2.1.1.3 Pressão média efetiva	34
2.1.1.4 Pressão média efetiva indicada	35
2.1.1.5 Consumo específico de combustível.....	35
2.1.1.6 Eficiência	36
2.1.1.7 Eficiência mecânica.....	38
2.1.1.8 Eficiência volumétrica.....	38
2.1.1.9 Eficiência de conversão de combustível	39
2.1.1.10 Razão ar / combustível.....	40
2.1.1.11 Ciclos de gases dos motores de combustão interna.....	40
2.1.1.12 Eficiência térmica.....	42
2.1.1.13 Estequiometria da combustão	43
2.2 EMISSÕES DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	44
2.2.1 Produtos da combustão	45
2.2.1.1 Óxidos de nitrogênio NO_x.....	45
2.2.1.1.1 Influência do tempo de ignição na formação de NO_x.....	46
2.2.1.2 Monóxido de carbono.....	48
2.2.1.3 Dióxido de carbono.....	49
2.2.1.4 Hidrocarbonetos	50

2.2.1.5 <i>Material particulado</i>	52
2.2.2 <i>Controle de emissões</i>	53
2.3 REGULAMENTAÇÕES BRASILEIRAS PARA EMISSÕES DE VEÍCULOS.....	56
2.3.1 <i>Resoluções do CONAMA</i>	57
2.3.2 <i>Normas ABNT relacionadas a emissões</i>	58
2.3.3 <i>Limites de emissões estabelecidos no brasil</i>	59
2.3.3.1 <i>Veículos leves</i>	59
2.3.3.2 <i>Veículos pesados</i>	60
2.3.4 <i>Homologação dos veículos quanto a emissões</i>	61
2.3.5 <i>Prospecção das emissões no brasil</i>	62
2.4 COMBUSTÍVEIS.....	63
2.4.1 <i>Gasolina</i>	64
2.4.1.1 <i>Regulamentação brasileira - gasolina</i>	64
2.4.2 <i>Diesel</i>	64
2.4.2.1 <i>Regulamentação brasileira - diesel</i>	65
2.4.3 <i>Etanol</i>	65
2.4.3.1 <i>Etanol da cana-de-açúcar – etanol 1ª geração</i>	66
2.4.3.2 <i>Etanol da 2ª geração</i>	67
2.4.3.3 <i>Etanol da 3ª geração</i>	68
2.4.3.4 <i>Regulamentação brasileira - etanol</i>	68
2.4.4 <i>Propriedades dos combustíveis e combustão</i>	68
2.4.4.1 <i>Poder calorífico</i>	68
2.4.4.2 <i>Número de octanagem</i>	69
2.4.4.3 <i>Volatilidade do combustível</i>	70
2.4.4.4 <i>Entalpia de vaporização</i>	70
2.5 COMBUSTÃO ANORMAL NOS MOTORES DE IGNIÇÃO	71
2.5.1 <i>Pré-ignição ou ignição à superfície</i>	71
2.5.2 <i>Autoignição</i>	71
2.5.3 <i>Knock</i>	72
2.6 MISTURA ETANOL E ÁGUA	73
2.7 UTILIZAÇÃO DE ÁGUA EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.....	75
3 METODOLOGIA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	85

3.1. BANCADA DE TESTE	85
3.2. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E CONTROLE DE INJEÇÃO	90
3.3 PROCEDIMENTOS ANTES DA EXECUÇÃO DOS TESTES E CALIBRAÇÃO	93
3.3.1 <i>Procedimento para determinação da razão ar combustível</i>	93
3.3.2 <i>Procedimento para caracterização de combustível</i>	95
3.3.3 <i>Procedimento para determinação da taxa de compressão</i>	99
3.3.3.1 <i>Determinação do volume da cavidade do cabeçote e junta</i>	99
3.3.3.2 <i>Determinação do volume da cabeça do pistão</i>	100
3.3.3.3 <i>Determinação do volume deslocado pelo pistão</i>	101
3.3.3.4 <i>Determinação do volume morto</i>	102
3.3.3.5 <i>Determinação da taxa de compressão do motor</i>	102
3.3.4 <i>Procedimento para calibração da célula de carga</i>	102
3.3.5 <i>Procedimento para calibração do avanço de ignição</i>	105
3.3.6 <i>Procedimento para validação da leitura de consumo de combustível da automação</i>	106
3.3.7 <i>Procedimento para calibração da posição da borboleta</i>	106
3.3.8 <i>Procedimento para verificação do analisador de gases</i>	107
3.4. TESTES	107
3.4.1 <i>Procedimento de verificação de segurança</i>	107
3.4.2 <i>Procedimento para preparação dos combustíveis</i>	107
3.4.3 <i>Procedimento para parametrização do controlador megasquirt®</i>	109
3.4.4 <i>Realização dos testes com taxa de compressão original de fábrica</i>	110
3.4.4.1 <i>Método para realização dos testes</i>	110
3.4.4.2 <i>Procedimento para obtenção do maior torque por rotação</i>	111
3.4.4.3 <i>Dados para serem adquiridos</i>	112
3.4.5 <i>Procedimento para aumento da taxa de compressão</i>	112
3.4.5.1 <i>Realização dos testes com taxa de compressão aumentada</i>	114
 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	 115
4.1. DESEMPENHO DO MOTOR	115
4.1.1 <i>Torque</i>	115
4.1.2 <i>Potência</i>	119
4.1.3 <i>Consumo de combustível</i>	121
4.1.4 <i>Consumo específico de combustível</i>	123

<i>4.1.5 Temperatura de exaustão</i>	<i>125</i>
<i>4.1.6 Avanço do ponto de ignição</i>	<i>128</i>
<i>4.1.7 Eficiência de conversão do combustível</i>	<i>131</i>
4.2. EMISSÕES	134
<i>4.2.1 Emissão de CO.....</i>	<i>134</i>
<i>4.2.2 Emissão de CO₂</i>	<i>137</i>
<i>4.2.3 Emissão de O₂.....</i>	<i>139</i>
<i>4.2.4 Emissão de HC.....</i>	<i>140</i>
<i>4.2.5 EMISSÃO DE NO_x.....</i>	<i>143</i>
4.3. CONSEQUÊNCIA DO USO DO ETANOL MUITO HIDRATADO.....	145
 5 CONCLUSÃO.....	 146
 REFERÊNCIAS	 150
 APÊNDICE	 159

1 INTRODUÇÃO

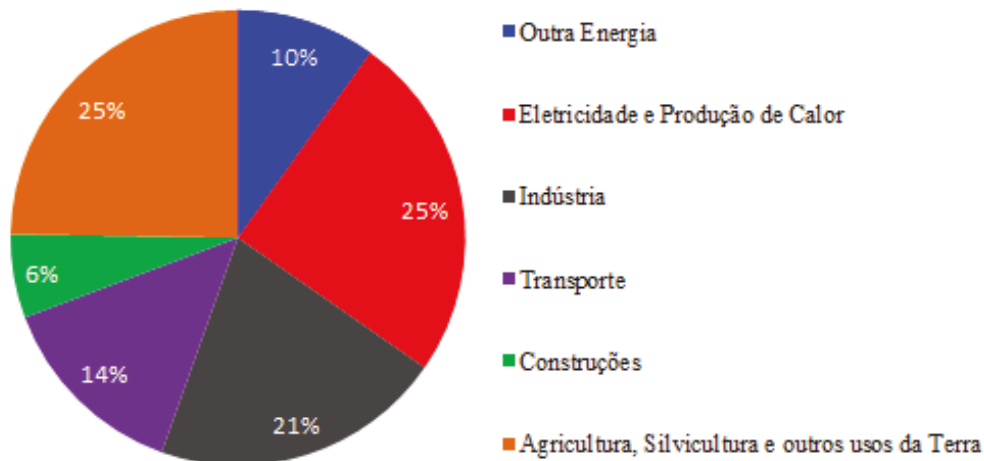
A preocupação com o meio ambiente e com os problemas de poluição do ar é uma questão que está sendo discutida pela sociedade em diversos países do mundo, sendo por meio de pesquisas e estudos, ou também por compromissos governamentais.

Segundo Geng, Zhang e Yang (2015), a poluição do ar e a escassez de combustível são as duas maiores preocupações mundiais. Algumas pesquisas foram realizadas e todas elas foram altamente relacionadas com veículos, e apesar dos motores que operam por gasolina serem uma importante fonte de energia, o material particulado e emissões de gases destes motores são prejudiciais para a saúde humana em muitas cidades.

Energia é uma importante essência para o desenvolvimento econômico de qualquer país. Atividades como transporte, manufatura, atividades sociais e agricultura, todas consomem energia em uma larga e crescente taxa, assim aumentando exponencialmente a demanda de energia por todo o mundo.

A Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos (da sigla em inglês EPA – Environmental Protection Agency) explica que os principais gases do efeito estufa emitidos em escala global pelas atividades humanas são o dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4), o óxido nitroso (N_2O) e os gases fluorados (F-gases), sendo que dentre o total, 65% destas emissões são de dióxido de carbono. Em 2010, segundo a EPA (2016), 14% das emissões de gases do efeito estufa foram emitidas pela queima de combustíveis fósseis por meio do setor de transporte, incluindo transporte marítimo, aéreo, ferroviário e rodoviário, e cerca de 95% da energia utilizada para o transporte é proveniente dos combustíveis gasolina e diesel que são derivados do petróleo. A Figura 1 mostra as emissões de gases de efeito estufa por setor de economia no ano 2010. Conforme relatam Imran et al. (2013), o setor de transporte é responsável por 26% das emissões de gases de efeito estufa e aquecimento global.

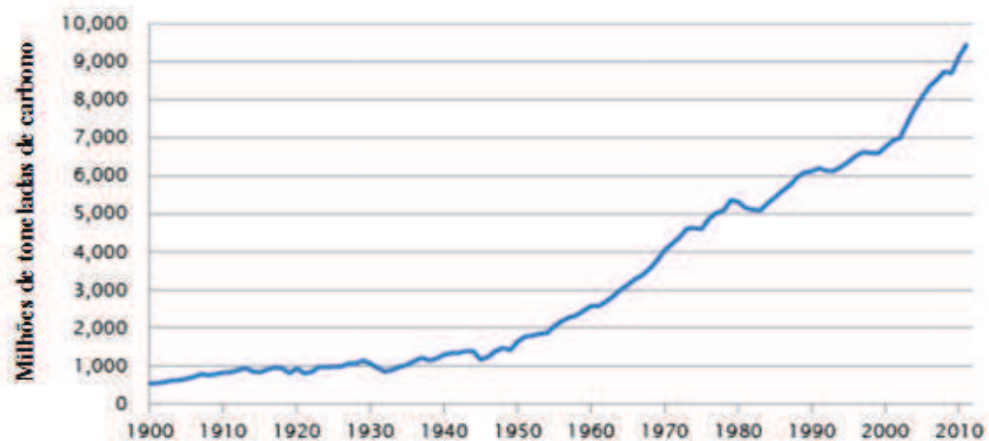
Figura 1: Emissões de gases de efeito estufa por setor de economia do ano 2010



Fonte: EPA (2016) <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data>

A Figura 2 mostra o aumento das emissões de carbono provenientes de combustíveis fósseis desde o ano 1900 até o ano 2010, sendo possível notar que a partir do ano 1950 o aumento das emissões foi maior se comparado com os anos anteriores. De acordo com a EPA (2016), as emissões de CO₂ aumentaram cerca de 90% desde 1970 e também a combustão de combustíveis fósseis e processos industriais contribuíram para um aumento total de cerca de 78% de emissões de gases de efeito estufa.

Figura 2: Emissões globais de carbono de combustíveis entre 1900 a 2010



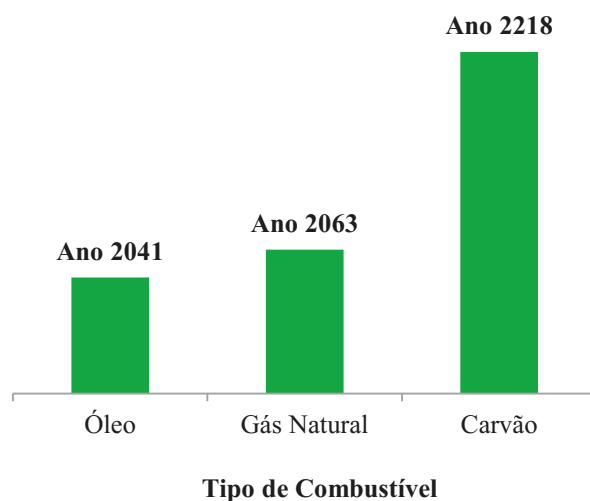
Fonte: EPA (2016) <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data>

Além de contribuir para o aumento dos gases do efeito estufa, emissões provenientes da combustão de combustíveis fósseis de veículos que operam com motor de combustão interna são prejudiciais à saúde humana. Imran et al. (2013) explicam que o material particulado de veículos diesel consiste em vários elementos químicos como carbonos, íons inorgânicos,

vestígios, entre outros, e estas partículas são prejudiciais à saúde humana podendo causar problemas respiratórios, cardiovasculares e distúrbios degenerativos. Segundo estatísticas de produção da Organização Internacional dos Fabricantes de Veículos Motorizados (da sigla em inglês OICA - International Organization of Motor Vehicle Manufacturers), mais de um bilhão de veículos foram produzidos desde o ano de 1998, sendo este fator uma preocupação ambiental e de qualidade do ar nas áreas urbanas, conforme mencionado por Beatrice, Guido e Iorio (2010).

Além de ser um problema para o meio ambiente, segundo estimativas, o tempo do esgotamento das reservas dos combustíveis fósseis que pode ser visto na Figura 3 pode ser também uma preocupação para o futuro.

Figura 3: Tempo de esgotamento dos combustíveis



Fonte: Autor “adaptado de” Imran et al. (2013)

Leis, limites de emissões, incentivos e cotas a respeito do consumo de combustível bem como os tipos de combustíveis utilizados têm sido introduzidas. Conforme Catapano et al. (2015), o interesse por combustíveis alternativos de fontes renováveis tem aumentado, pelo fato do mesmo ajudar a reduzir potencialmente as emissões fazendo com que o motor se enquadre nos limites das regulamentações. Combustíveis alternativos são derivados de outros recursos diferentes do petróleo, sendo benéficos economicamente e ambientalmente quando comparados com a gasolina e são promissores para reduzirem a dependência dos combustíveis derivados do petróleo. Alguns combustíveis alternativos são chamados de biocombustíveis (POURKHESALIAN, 2010; LI, 2015; GALLONI, 2016).

O biocombustível pode ser considerado competitivo por potencialmente substituir combustíveis derivados do petróleo e reduzir emissões de partículas, além de que podem ser

produzidos da biomassa. Outro fator é que a substituição parcial dos combustíveis fósseis pelos combustíveis da biomassa é uma solução sustentável, uma vez que estes combustíveis estocam energia solar e são potencialmente recursos para neutralização do dióxido de carbono (CATAPANO, 2015; HE, 2016).

Dentre os biocombustíveis, Pedrozo et al. (2016) explicam que o etanol é atrativo para motores de combustão interna por poder ser produzido da biomassa, podendo compensar a demanda de combustíveis derivados do petróleo, e segundo Thangavelu, Ahmed e Ani (2016), o etanol pode ser considerado também como um dos mais importantes biocombustíveis produzidos da bioenergia de cultivo da biomassa.

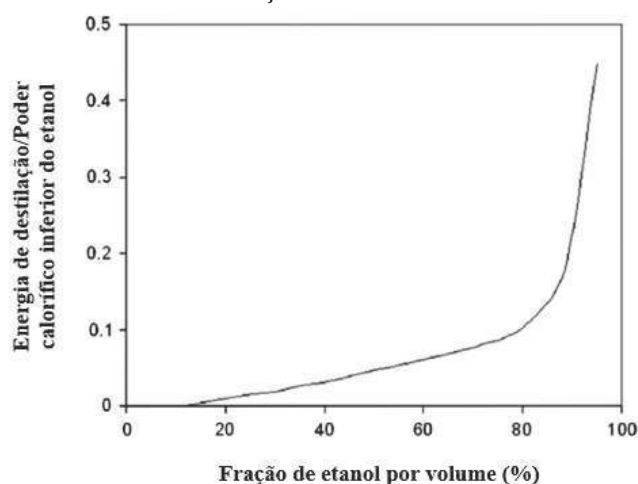
O etanol está se tornando mais amplamente utilizado como um combustível renovável para transporte ou aditivo no Brasil e nos Estados Unidos da América. O Brasil é um dos maiores produtores mundiais de etanol provenientes da cana de açúcar, e juntamente com os Estados Unidos detêm 70% do total da produção mundial, lembrando que o etanol produzido dos Estados Unidos é a partir do milho (JARDINE, BARROS, 2016; KASS, 2012; VIAN, 2016).

No Brasil, problemas como adulteração de combustível também podem estar presentes na distribuição do etanol e em outros combustíveis. Com o surgimento dos veículos bicombustíveis (do inglês flex-fuel), o consumo de álcool aumentou tornando o crime de adulteração mais expressivo, sendo que uma das formas mais comum de fraudar o álcool etílico é pela adição de água. Muitos comerciantes se beneficiam comercialmente vendendo como etanol hidratado o etanol proveniente da mistura de etanol anidro com água, sendo esta mistura comumente conhecida como etanol molhado. Dados atualizados em março/2016 pelo SINDICOM (Sindicato Nacional das Empresas Distribuidoras de Combustíveis e de Lubrificantes) indicam que há no Brasil 40.894 postos de revenda de combustíveis, sendo 60% com bandeira (bandeira é a marca de uma distribuidora de combustíveis a qual o posto está vinculado). Embora a quantidade de postos de distribuição possa ser considerada elevada algumas fiscalizações têm sido realizadas pelo PROCON (Programa de Proteção e Defesa do Consumidor) juntamente com a ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis).

Segundo Lanzasova, Nora e Zhao (2016), o uso do etanol está relacionado com o preço de sua produção e diretamente com o consumo de energia durante todo o ciclo de produção. O processo de produção para obtenção do etanol hidratado é a destilação, e para obtenção do etanol anidro é a desidratação do etanol hidratado (Vilela, 2013). De acordo com Ambrós et al. (2015), o uso de etanol com altas frações de água seria um recurso para diminuir os custos

durante a produção do etanol, tornando o balanço energético muito mais atrativo, por outro lado Bem (2008) comenta que o álcool mais hidratado poderia ser uma alternativa viável para utilização como combustível, pois, a produção de álcool com menor teor alcóolico exige menor consumo de energia. A Figura 4 sintetiza os argumentos de Ambrós et al. (2015) e de Bem (2008), onde é possível verificar que a curva a energia requerida para destilação do etanol em função do seu poder calorífico inferior se torna significativamente ascendente quando a porcentagem de água no etanol é menor que aproximadamente 10%, confirmando que os custos com o dispêndio de energia na produção do etanol com maiores frações de água poderia ser reduzido, este fator procede de acordo com Fagundez et al. (2016) o qual mencionam que uso do etanol com frações de água poderia eliminar a necessidade do processo de desidratação transformando os gastos de energia de 37% para um valor próximo a 3%.

Figura 4: Energia necessária para destilação do etanol como uma fração PCI do etanol

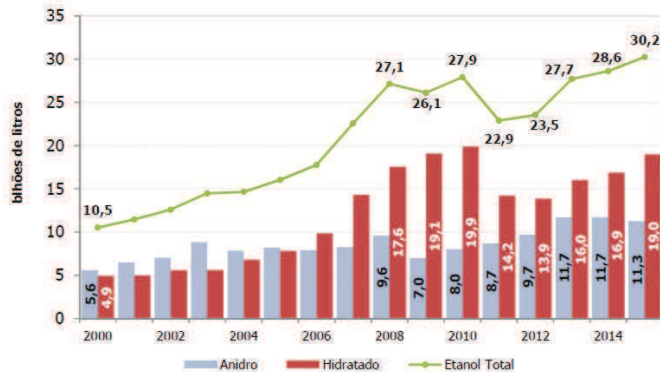


Fonte: Saxena et al. (2012)

Como síntese, o etanol é um combustível adequado em termos de sustentabilidade, conservação ambiental e conforme mostrado em vários estudos, pode ser uma alternativa para que no futuro não haja dependência total dos combustíveis fósseis como a gasolina. De acordo com a UNICA - União da Indústria de Cana-de-açúcar (2013), para os presidentes da FIAT e Mercedes Benz, os carros movidos a etanol são melhores do que elétricos e híbridos, sendo uma alternativa mais viável para a redução da poluição.

A produção de etanol em 2015 alcançou a quantidade de 30 bilhões de litros, sendo 19 bilhões de etanol hidratado e 11,3 bilhões de etanol anidro. A Figura 5 mostra a evolução da produção brasileira ao longo do ano de 2000 até o ano de 2015.

Figura 5: Produção brasileira de etanol



Fonte: EPE (2015)

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo do trabalho é analisar o desempenho e as emissões de um motor de combustão interna ciclo Otto monocilíndrico e estacionário operando em duas diferentes taxas de compressão e com diversas misturas de combustíveis compostas por etanol e frações de água. Os combustíveis a serem utilizados para operacionalização do motor são: Etanol anidro, nomeado como E100/W0 e composições de Etanol hidratado nomeadas como E90/W10, E80/W20, E70/W30, E60/W40 e E50/W50.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específico do trabalho realizado são:

- instrumentação do motor para aquisição do torque, consumo horário de combustível, temperatura dos gases de exaustão e emissões de CO, CO₂, O₂, HC e NO_x;
- levantar os dados de desempenho do motor em bancada dinamométrica;
- estudar os efeitos das misturas combustíveis no desempenho e emissões do motor;
- estudar os efeitos do aumento da taxa de compressão no desempenho e emissões do motor;
- avaliar os dados experimentalmente aqusitados e comparar os resultados.

1.3 JUSTIFICATIVAS

O presente trabalho é importante para o entendimento do comportamento do motor de combustão interna ciclo Otto monocilíndrico e estacionário operando com combustível etanol misturado com diferentes frações de água nas proporções que variam de 10% em 10% e com duas diferentes taxas de compressão, possibilitando comparar os resultados, analisando como a variação da porcentagem de água e o aumento da taxa de compressão contribuirão para a eficiência do motor, desempenho e emissões.

1.4 RELEVÂNCIA

Os resultados deste trabalho poderão contribuir para futuros estudos na área de motores de combustão interna quando operarem com combustível etanol misturado com água nas proporções aqui estudadas, podendo contribuir também para estudos de desenvolvimento de motores ciclo Otto dedicados à alimentação com combustível etanol.

1.5 MOTIVAÇÃO

Outros trabalhos realizados com combustível composto por etanol com frações de água e motor de combustão interna operando em ciclo Otto não exploraram a avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto monocilíndrico e estacionário operando com duas diferentes taxas de compressão, cinco diferentes rotações do motor e seis diferentes composições de combustíveis, inclusive a utilização de um combustível com fração de água igual a 50% em volume, o qual não têm sido estudado em nenhum trabalho verificado.

1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho está estruturado da seguinte forma:

- a) capítulo 2 - revisão de literatura: Neste capítulo serão abordados assuntos condizentes ao motor de combustão interna e suas particularidades, bem como retratar a aplicação do etanol com teor de água em motores de ignição por centelha;
- b) capítulo 3 - metodologia e procedimento experimental: Neste capítulo serão descritos os métodos e procedimentos planejados para realização dos ensaios, bem como as justificativas baseadas na revisão bibliográfica;
- c) capítulo 4 - resultados e discussão: Neste capítulo, serão prospectados os possíveis resultados em função do teor de água na mistura que serão em função da teoria aplicada aos motores e também em função de resultados obtidos por outros experimentos já realizados;
- d) capítulo 5 - conclusão: Este capítulo será composto por uma síntese do trabalho demonstrando os principais resultados obtidos e relevantes bem como sugestões de novas pesquisas.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

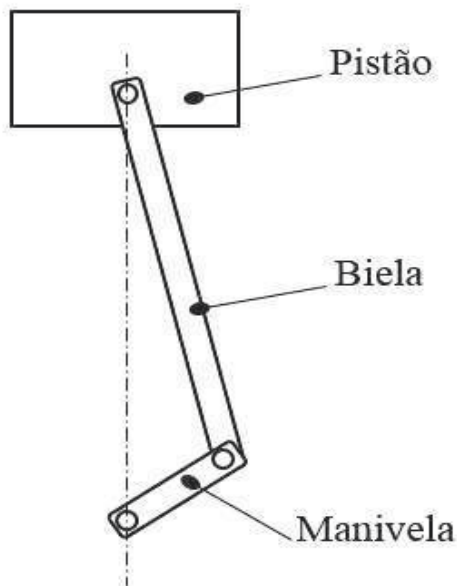
Máquinas térmicas são equipamentos que convertem calor em trabalho, e os motores veiculares são aplicados nesta categoria (ÇENGEL, BOLES, 2013). O motor foi desenvolvido no final dos anos 1800 e desde então tem impactado significativamente a vida da sociedade, tem sido considerado uma das maiores invenções do último século, além disso, o motor de combustão interna é definido como um motor em que a energia química do combustível é liberada internamente no motor e usada para o trabalho mecânico (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001). A proposta do motor é a produção de energia mecânica proveniente da energia química no combustível, tal energia é liberada após a queima ou oxidação do combustível dentro do motor (HEYWOOD, 1988). A maior aplicação dos motores de combustão interna é em veículos automotores, caminhões, veículos ferroviários, marítimos, aeronaves, uso doméstico e áreas estacionárias, sendo que para aplicações veiculares os motores requerem uma potência de saída na ordem de 10^2 kW (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

Há dois maiores tipos de ciclos utilizados em motores de combustão interna, que são o ciclo Otto e o ciclo Diesel. O ciclo Otto detém este nome em função de Nikolaus Otto (1832-1891), que desenvolveu o motor de quatro tempos em 1876. Já o ciclo Diesel possui este nome em função de Rudolph Diesel (1858-1913), que desenvolveu em 1897 um motor aplicado para injeção direta de combustível líquido na câmara de combustão. Tanto o ciclo Otto quanto o ciclo Diesel podem operar em ciclos de quatro ou dois tempos. Heywood (1988) classifica os motores de combustão interna por:

- a) Aplicação;
- b) Projeto básico de motor;
- c) Ciclo de trabalho;
- d) Válvula ou projeto do pòrtico e localização;
- e) Combustível e Método de preparação da mistura;
- f) Método de ignição;
- g) Projeto da câmara de combustão;
- h) Método de controle da carga e de resfriamento.

A rotação da manivela produz um movimento cíclico do pistão do motor, no sentido que este movimento transmite potência para um eixo através do mecanismo de biela e manivela. A Figura 6 mostra o princípio de movimentação do pistão e a relação de posicionamento do mecanismo biela e manivela (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 1988).

Figura 6: Princípio de movimentação do pistão – Esquema Biela e Manivela



Fonte: “Adaptado de” Ferguson e Kirkpatrick, 2001, p. 2

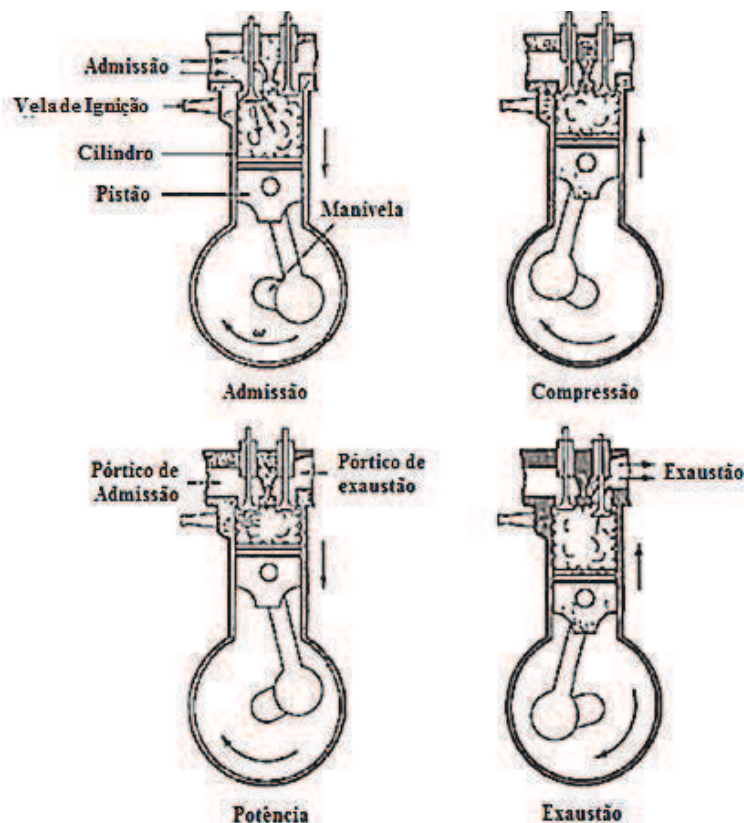
As etapas do ciclo Otto podem ser mostradas através da Figura 7. A mesma está dividida nos quatro cursos do pistão que são necessários para produzir o curso de potência do motor. Estes cursos são nomeados como:

- a) **Curso de Admissão:** Momento em que o ar entra no motor através do coletor de admissão e das válvulas de admissão que estão posicionadas abertas, o ar é misturado juntamente com o combustível e distribuído aos cilindros individualmente (no caso de a injeção de combustível ser feita diretamente na câmara de combustão, o ar e combustível são misturados somente dentro da câmara), neste curso o pistão desloca do ponto morto superior ao ponto morto inferior;
- b) **Curso de Compressão:** Neste curso as válvulas de admissão e exaustão estão fechadas, o pistão comprime o ar e conseqüentemente a temperatura e pressão

interna no cilindro é aumentada, neste curso o pistão desloca do ponto morto inferior ao ponto morto superior;

- c) **Curso de Potência:** A mistura ar-combustível é inflamada pela centelha, uma chama turbulenta desenvolve-se e propaga, aumentando a temperatura e pressão interna no cilindro, neste curso as válvulas de admissão e exaustão permanecem fechadas e o pistão desloca do ponto morto superior ao ponto morto inferior;
- d) **Curso de Exaustão:** Neste, a válvula de exaustão está aberta permitindo que os gases do processo de combustão saiam através do coletor de exaustão, o pistão desloca do ponto morto inferior ao ponto morto superior (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

Figura 7: Princípio de movimentação do pistão



Fonte: Ferguson e Kirkpatrick, 2001, p. 3

2.1.1 Parâmetros de operação dos motores

Ferguson e Kirkpatrick (2001) mencionam que o desempenho de um motor de combustão interna é caracterizado com diferentes geometrias e parâmetros termodinâmicos, por outro lado, Heywood (1988) comenta que o desempenho de um motor é mais precisamente definido pela máxima potência ou máximo torque disponível em cada rotação entre a faixa de operação útil do motor, e também pela faixa de velocidade e potência sobre a qual a operação do motor é satisfatória.

2.1.1.1 Taxa de compressão

A taxa de compressão é definida como sendo a razão do máximo volume pelo mínimo volume interno da câmara de combustão. A taxa de compressão encontrada em motores atuais de ignição por centelha varia tipicamente entre 9 e 11, é limitada por duas razões principais que são resistência dos materiais (cabeçote e bloco) e detonação do motor. As equações 1 e 2 detalham este parâmetro e a Figura 8 mostra os pontos de deslocamento do motor e o volume de folga.

$$r_c = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (1)$$

Sendo:

r_c = Taxa de compressão

V_d = Volume deslocado ou cilindrada (cm³)

V_m = Volume de folga ou comumente conhecido como volume morto (cm³)

O volume deslocado V_d é definido como a diferença do volume máximo e mínimo para um cilindro e pode ser calculado através da equação 2. Para obtenção do volume deslocado total do motor, deve-se multiplicar o volume deslocado pelo número de cilindros do motor.

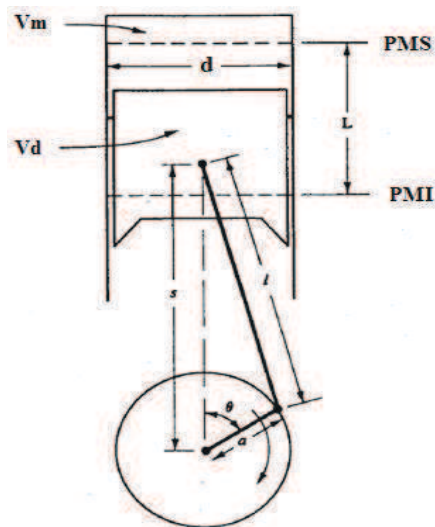
$$V_d = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot s \quad (2)$$

Sendo:

d = Diâmetro do cilindro (mm)

L = Curso de deslocamento do pistão (mm)

Figura 8: Pontos de deslocamento do pistão no cilindro do motor



Fonte: Heywood, 1988, p. 44

O ponto morto superior de um motor refere-se à manivela posicionada no ponto angular $\theta = 0^\circ$, neste momento o volume interno da câmara é chamado de volume de folga ou volume morto. Já o ponto morto inferior refere-se à manivela posicionada no ponto angular $\theta = 180^\circ$, neste momento o volume da câmara é máximo (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

2.1.1.2 Potência do motor

A potência do motor é a taxa em que o trabalho é realizado, pode ser obtida do produto do torque e a velocidade angular da manivela. A equação 3 detalha esta relação (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 1988).

$$W = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{60000} \quad (3)$$

Sendo:

W = Potência entregue pelo motor (kW)

N = Rotação do eixo da manivela (rpm)

T = Torque entregue pelo motor (N.m)

O torque do motor é a medida do trabalho feito por unidade de rotação do eixo, normalmente é medido em um dinamômetro. O princípio de medição do torque pode ser visto na Figura 9 e a equação 4 detalha sua obtenção em função da força aplicada (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 1988).

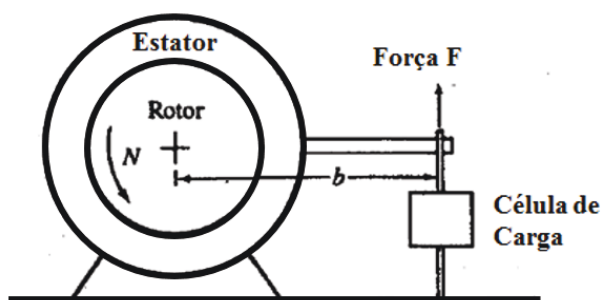
$$T = F \cdot b \quad (4)$$

Sendo:

F = Força aplicada na célula de carga do dinamômetro

b = Distância entre o centro do rotor do dinamômetro até o ponto de aplicação da força na célula de carga.

Figura 9: Esquema de medição do torque de um motor através do dinamômetro



Fonte: Heywood, 1988, p. 46

2.1.1.3 Pressão média efetiva

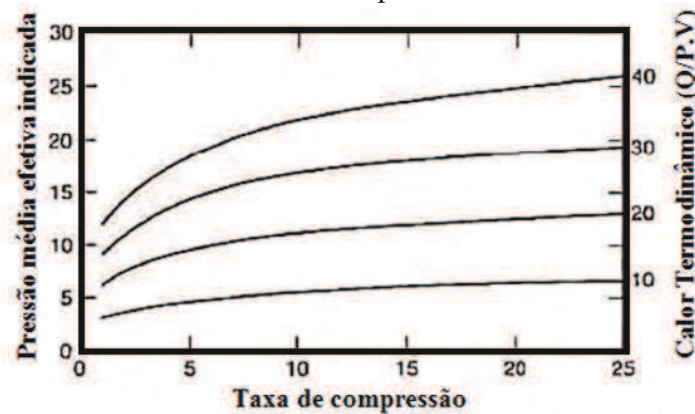
Ferguson e Kirkpatrick (2001) explicam que a pressão média efetiva (da sigla em inglês MEP – Mean Effective Pressure) é o trabalho realizado por unidade de volume deslocado. Baseado no torque a pressão média efetiva pode ser calculada pela equação 5.

$$PME = \frac{4\pi}{V_d} \cdot T \cdot 10 \quad (5)$$

2.1.1.4 Pressão média efetiva indicada

Segundo Ferguson e Kirkpatrick (2001) é possível verificar que a pressão média efetiva indicada (da sigla em inglês IMEP – Indicated Mean Effective Pressure) é proporcional à adição de calor no ciclo termodinâmico e aumenta com o aumento da taxa de compressão. Esta relação pode ser vista na Figura 10.

Figura 10: Relação da PME indicada, calor do ciclo termodinâmico e taxa de compressão



Fonte: Heywood, 1988, p. 32

2.1.1.5 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível (da sigla em inglês BSFC – Brake Specific Fuel Consumption) é a taxa de vazão do combustível dividida pela potência, esta relação é mostrada na equação 6. Além do mais, o consumo específico de combustível é uma medida de eficiência do motor, pois, quanto menor o consumo específico de combustível melhor o motor (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

$$C_{ec} = \frac{\dot{m}_c \cdot 3600}{W} \quad (6)$$

Sendo:

C_{ec} = Consumo específico de combustível (g/(kWh))

m_c = Vazão em massa de combustível (g/s)

W = Potência do motor sem correção (kW)

O consumo de combustível do etanol é maior com relação à gasolina devido à razão ar-combustível ser mais baixa, Catapano et al. (2015) explicam que ao testar o combustível em um motor de ignição por centelha, notaram que uma quantidade maior de etanol foi injetada. O mesmo fato foi identificado por Pourkhesalian, Shamekhi e Salimi (2010) o qual detalham que o consumo específico do metanol e etanol é maior do que o da gasolina, justificando que o poder calorífico e a razão estequiométrica são menores, o que significa que para uma razão estequiométrica específica, mais combustível será necessário.

2.1.1.6 Eficiência

De acordo com Çengel e Boles (2013), eficiência é um dos termos utilizados na termodinâmica e indica quão bem uma conversão de energia ou processo de transferência é realizado. A eficiência de um equipamento que envolve a combustão de um combustível é baseada no poder calorífico do combustível e o desempenho do equipamento de combustão pode ser caracterizado pela eficiência de combustão (equação 7). Quando a eficiência da combustão é 100% quer dizer que o combustível é queimado completamente, e a quantidade de calor liberado durante a combustão é igual ao poder calorífico do combustível.

$$\eta_c = \frac{Q}{P_c} \quad (7)$$

Sendo:

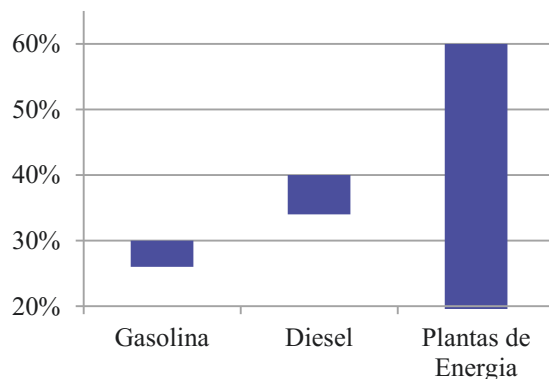
η_c = Eficiência da combustão

Q = Quantidade de calor liberada durante a combustão

P_c = Poder calorífico de combustível queimado

Ainda segundo Çengel e Boles (2013), muitos combustíveis possuem hidrogênio, que forma água quando queimados, e o poder calorífico do combustível será diferente, dependendo se a água no produto da combustão estiver no estado líquido ou vapor. Assim o poder calorífico é chamado de poder calorífico inferior (da sigla em inglês LHV – Lower heating value) quando a água sai como um vapor, ou chamado de poder calorífico superior (da sigla em inglês HHV – Higher heating value) quando a água nos gases da combustão é completamente condensada e a entalpia de vaporização é também recuperada. Eficiência de motores de veículos é normalmente baseada no poder calorífico inferior, uma vez que a água sai como vapor nos gases de exaustão, sendo não prático recuperar a entalpia de vaporização. A variação aproximada da eficiência global de alguns equipamentos pode ser vista na Figura 11 (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Figura 11: Variação da eficiência aproximada de motores e plantas de energia



Fonte: Autor “adaptado de” Çengel e Boles (2013)

Uma melhor eficiência energética do etanol melhora o consumo energético com relação à gasolina, pois, devido ao teor de oxigênio e ao baixo ponto de ebulição deste combustível, a sua evaporação é facilitada, conforme explicam Catapano et al. (2015). Pedrozo et al. (2016) também comentam sobre facilitar a evaporação do etanol para melhorar a eficiência, pois, eles analisaram experimentalmente um motor utilizando a injeção de etanol misturada ao combustível diesel, e verificaram que a eficiência de combustão foi associada com a quantidade de etanol injetado, e concluíram que uma maior temperatura do ar de admissão pode melhorar o processo de evaporação do etanol e consequentemente a eficiência da combustão em altas frações do combustível.

2.1.1.7 Eficiência mecânica

Uma porção adicional da potência indicada para vencer os atritos das bronzinas, pistões, ou outros componentes mecânicos que compõe o motor, é chamada de potência de atrito. As potências de atrito são difíceis de medir com precisão. Uma sugestão dada seria conduzir o motor para uma bancada dinamométrica em que o motor operaria sem a queima de combustível e então mediria a potência necessária a ser fornecida ao dinamômetro de forma a vencer todas as perdas de atrito. A razão entre a potência medida no dinamômetro e a potência indicada é chamada de eficiência mecânica, pode ser calculada pela equação 8 (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_{ig}} = 1 - \frac{W_f}{W_{ig}} \quad (8)$$

Sendo:

η_m = Eficiência mecânica

W_b = Potência medida no dinamômetro

W_{ig} = Potência indicada

W_f = Potência de atrito

Heywood (1988) detalha que a eficiência mecânica depende da posição da borboleta tão quanto o projeto e velocidade do motor.

2.1.1.8 Eficiência volumétrica

Outro parâmetro importante para o motor é a eficiência volumétrica, que segundo Ferguson e Kirkpatrick (2001) é desejável que seja maximizada uma vez que a quantidade de combustível que pode ser queimada e a potência produzida consequentemente serão maximizadas também. Heywood (1988) relata que o sistema de admissão de ar que é composto pelo filtro de ar, borboleta, coletor de admissão, válvula de admissão entre outros, restringem a quantidade de ar que um motor pode induzir. O parâmetro utilizado para medir a eficácia do processo de indução de um motor é a eficiência volumétrica. A equação 9 detalha o cálculo para obtenção da eficiência volumétrica.

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_d \cdot N} \quad (9)$$

Sendo:

η_v = Eficiência volumétrica

ρ_a = Massa específica do ar de admissão

$\dot{m}_a$ = Vazão em massa de ar por ciclo

A massa específica pode ser tomada como a massa específica do ar atmosférico (neste caso a medição da eficiência volumétrica indica o desempenho de bombeamento de todo o sistema de admissão) ou pode também ser tomada da massa específica do ar do coletor de admissão (neste caso a medição da eficiência volumétrica indica o desempenho de bombeamento do pósito e válvula de admissão somente) (HEYWOOD, 1988).

À medida que maior quantidade de etanol é injetada juntamente na mistura com ar, a eficiência volumétrica é aumentada, pois, sendo um combustível líquido, o etanol produz um efeito de resfriamento na carga de admissão durante sua vaporização, ou seja, devido à alta entalpia de vaporização do etanol, o ar é resfriado aumentando a massa específica da mistura levando então mais massa para dentro do cilindro e conseqüentemente aumentando a eficiência volumétrica, porém a vaporização do combustível pode ser agravada criando uma mistura não homogênea prejudicando a propagação da chama (POURKHESALIAN, 2010; CATAPANO, 2015).

2.1.1.9 Eficiência de conversão de combustível

A energia que pode ser liberada no processo de combustão é dada pela massa de combustível fornecida ao motor, e como já mencionado anteriormente o poder calorífico do combustível define o conteúdo da energia. Sendo assim a eficiência de conversão de combustível de um motor pode ser expressa pela equação 10. A energia fornecida para o motor por ciclo não é completamente liberada como energia térmica devido ao processo de combustão ser incompleto e quando não há ar suficiente na câmara de combustão, a falta de oxigênio impede que a energia do combustível fornecida seja totalmente liberada (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_c = \frac{3600}{C_{ec} \cdot P_{cinf}} \quad (10)$$

Sendo:

η_c = Eficiência de conversão do combustível

2.1.1.10 Razão ar / combustível

Heywood (1988) menciona que em testes de motores, tanto a vazão em massa de ar quanto a de combustível são medidas. A expressão que mostra a relação entre estas características é mostrada na equação 11.

$$\text{Razão ar/combustível } \left(\frac{A}{C}\right) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad (11)$$

2.1.1.11 Ciclos de gases dos motores de combustão interna

Os processos de combustão são modelados como volume e pressão constante e processo de liberação de calor finito. O fluido de trabalho do ciclo Otto é assumido como um gás ideal, e suas propriedades são relacionadas pela equação 12 (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 1988).

$$pV = m \cdot R \cdot T_p \quad (12)$$

Sendo:

p = Pressão

V = Volume

m = Massa do gás

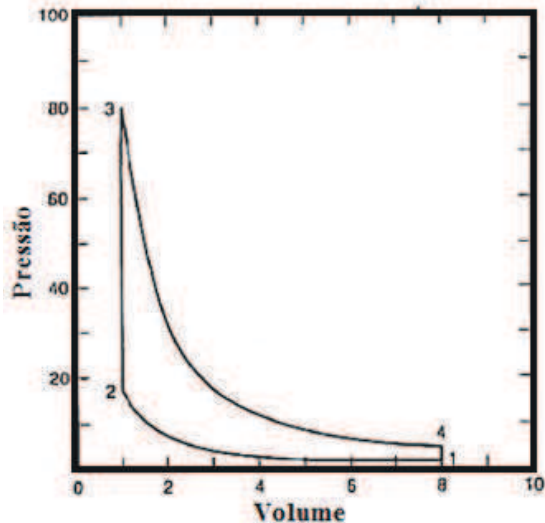
R = constante do gás

T_p = temperatura

Ferguson e Kirkpatrick (2001) detalham os quatro processos básicos de análise do ciclo Otto, que são mostrados na Figura 12 e podem ser entendidos como:

- 1 para 2: Compressão isentrópica
- 2 para 3: Adição de calor a volume constante
- 3 para 4: Expansão isentrópica
- 4 para 1: Rejeição de calor a volume constante

Figura 12: Ciclo Otto



Fonte: Ferguson e Kirkpatrick, 2001, p. 30

É importante mencionar que a pressão máxima do ciclo deve ser muito bem verificada durante o projeto do motor, de forma a não comprometer sua estrutura, e também a temperatura máxima durante o ciclo não deverá exceder o valor da autoignição do combustível de forma a não causar o efeito conhecido como detonação, pois segundo Ferguson e Kirkpatrick (2001) as ondas de pressão que são produzidas são prejudiciais ao motor e reduzem a eficiência da combustão.

As equações 13 à 18 que regem o ciclo são mostradas a seguir:

a) adição de calor

$$Q_{in} = m \cdot c_v \cdot (T_{p3} - T_{p2}) \quad (13)$$

b) rejeição de calor

$$Q_{out} = m \cdot c_v \cdot (T_{p4} - T_{p1}) \quad (14)$$

c) curso de compressão

$$\frac{P_2}{P_1} = r_c^y \quad (15)$$

$$\frac{T_{p2}}{T_{p1}} = r_c^{y-1} \quad (16)$$

d) curso de expansão

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{1}{r_c}\right)^y \quad (17)$$

$$\frac{T_{p4}}{T_{p3}} = \left(\frac{1}{r_c}\right)^{y-1} \quad (18)$$

Sendo:

Q_{in} = Calor de entrada

Q_{out} = Calor de saída

m = Massa de gás no cilindro

c_v = Calor específico a volume constante

y = Razão entre calores específicos (cp/cv)

2.1.1.12 Eficiência térmica

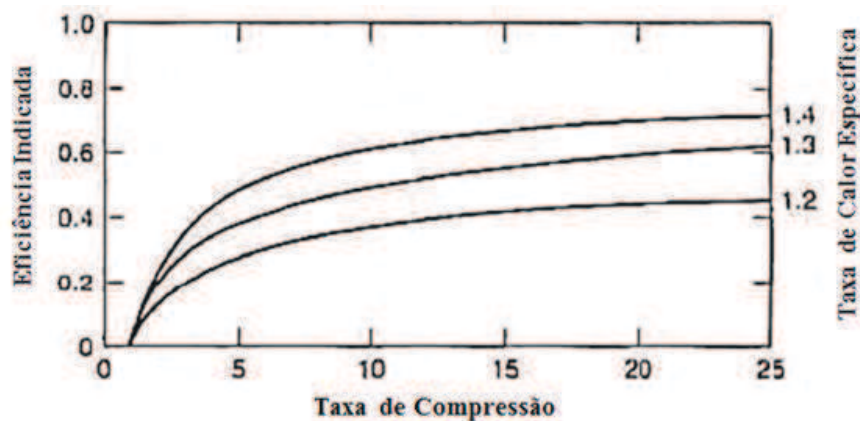
Çengel e Boles (2013) explicam que a fração do calor de entrada que é convertido em trabalho líquido de saída é uma medida de desempenho de um motor térmico e é chamada de eficiência térmica. Ferguson e Kirkpatrick (2001) mencionam que para o ciclo termodinâmico, a eficiência térmica é dada pela equação 19 e depende somente da taxa de compressão e da razão de calor específico. A Figura 13 mostra esta relação.

$$\eta_t = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - r_c^{1-y} \quad (19)$$

Sendo:

η_t = Eficiência térmica

Figura 13: Relação entre eficiência térmica, taxa de compressão e razão de calor específico



Fonte: Ferguson e Kirkpatrick, 2001, p. 32

A alta velocidade de propagação laminar da chama é um parâmetro importante, pois, pode completar o processo de combustão mais cedo, melhorando a eficiência térmica do motor. O etanol possui alta velocidade de propagação laminar da chama comparado com a gasolina, portanto é menos sensível à turbulência local e consequentemente menos irregular (CATAPANO et al., 2015).

A eficiência térmica depende de vários fatores tais como projeto do motor, projeto da câmara de combustão, condições de operação do motor e o combustível utilizado, dentre estas, pode-se destacar a taxa de compressão e as propriedades dos combustíveis, sendo que o aumento da taxa de compressão e a queima mais rápida do combustível propiciam o aumento da eficiência térmica, além do mais, menores motores conhecidos como “Engine Downsizing” é uma tecnologia que aumenta a eficiência térmica devido forçar o motor operar com cargas mais eficientes e menores perdas por bombeamento (WANG et al., 2017).

2.1.1.13 Estequiometria da combustão

Heywood (1988) explica que se o oxigênio está disponível, o combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado. A razão estequiométrica ar-combustível ou combustível-ar depende da composição do combustível. Com excesso de ar ou combustão pobre o ar em excesso aparece nos produtos da combustão em forma não modificada, com combustível em excesso ou combustão rica, não há oxigênio suficiente para oxidar

completamente o combustível. A razão de equivalência de combustível ar é mostrada na equação 20.

$$\phi = \frac{(C/A)_{\text{atual}}}{(C/A)_{\text{estequiométrica}}} \quad (20)$$

A razão de equivalência de combustível ar pode ser compilada como descrita em seguida:

- a) Para misturas de combustíveis pobres: $\phi < 1$;
- b) Para misturas de combustíveis estequiométricas: $\phi = 1$;
- c) Para misturas de combustíveis ricas: $\phi > 1$.

A razão estequiométrica de ar-combustível é um parâmetro importante que afeta também a eficiência volumétrica, pois, quando a razão é baixa, significa que mais combustível está sendo injetado na admissão do ar, isto resulta em diminuição da eficiência volumétrica (POURKHESALIAN, SHAMEKHI, SALIMI, 2010).

2.2 EMISSÕES DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

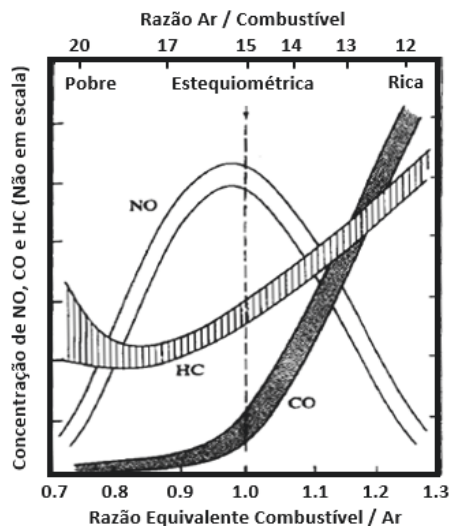
Os motores diesel e de ignição por centelha são as maiores fontes de emissões de poluição do ar, e a química da combustão é um processo muito complexo e depende do tipo de combustível utilizado. Em motores diesel o processo de formação de poluentes depende fortemente da distribuição do combustível e de como a distribuição muda com o tempo durante a mistura (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001; HEYWOOD, 1988).

Ferguson e Kirkpatrick (2001) explicam que os produtos das emissões provenientes do processo de combustão de um motor de combustão interna como óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), material particulado (da sigla em inglês PM – Particulate material) e aldeídos são tidos como fontes de poluição do ar. Como por exemplo os óxidos de nitrogênio (NO_x) que reagem com vapor de água para formar ácido nítrico e reagindo com radiação solar forma o ozônio troposférico causando problemas respiratórios para a saúde humana.

Uma variável importante para determinar as emissões dos motores de ignição por centelha é a razão de equivalência combustível/ar. A Figura 14 mostra como as emissões de

exaustão dos gases NO, CO e HC variam de acordo com a razão de equivalência combustível/ar (HEYWOOD, 1988).

Figura 14: Emissões de NO, CO e HC em função da razão de equivalência combustível ar



Fonte: Heywood, 1988, p. 571

2.2.1 Produtos da combustão

2.2.1.1 Óxidos de nitrogênio NO_x

Imran et al. (2013) explicam que NO_x é uma emissão agrupada composta de óxido nítrico NO e dióxido de nitrogênio NO_2 , sendo uma emissão gasosa mais prejudicial dos motores diesel. Ferguson e Kirkpatrick (2001) detalham que óxidos de nitrogênio (NO_x) são formados por toda a parte da câmara de combustão devido às reações dos átomos de oxigênio e nitrogênio. Estas reações dependem muito da temperatura da combustão, sendo que durante a partida e aquecimento em motores de ignição por centelha, menores quantidades de NO_x são emitidas. Li, Liu e Wang (2016) explicam que o oxigênio tem fortes propriedades de oxidação e sustentabilidade na combustão, não reage com gás natural, mas reage com nitrogênio para formar NO_x e que a emissão de NO_x aumenta com o aumento da concentração de oxigênio por causa das propriedades de oxidação e sustentável combustão do oxigênio, porém os efeitos de O_2 na emissão de NO_x são controlados não somente pela concentração de O_2 mas também pela temperatura do cilindro. Ainda conforme Li, Liu e Wang (2016), de acordo com o mecanismo

de Zeldovich, condições em que há zonas ricas em oxigênio, alto pico de temperatura da chama e alto tempo de residência dos gases queimados em alta temperatura podem proporcionar a formação de NO_x , porém, o NO_x não pode ser formado em baixas temperaturas mesmo com zonas ricas em oxigênio.

Na análise de um motor de combustão operando com etanol, Catapano et al. (2015) mencionaram que a emissão de NO_x foi maior para o etanol com relação a gasolina, justificando que o teor de oxigênio contribuiu para a formação de NO_x , reafirmando o que foi explicado por Ferguson e Kirkpatrick (2001) sobre a formação de NO_x ser devido a reações de átomos de oxigênio e nitrogênio.

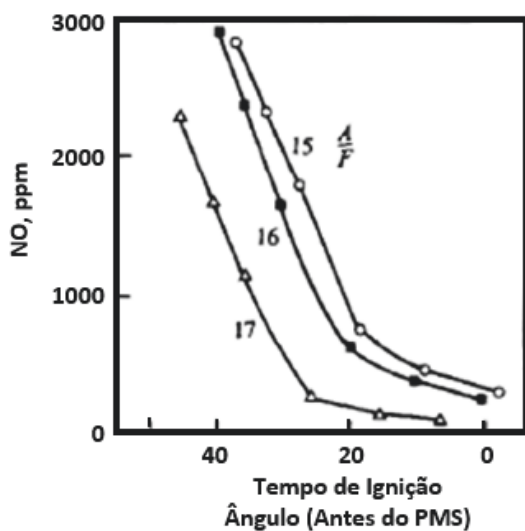
Pedrozo et al. (2016) explicam que o etanol pode suprimir a formação de fuligem em regiões de alta temperatura da câmara de combustão do diesel convencional, e que estudos mostraram que na combustão da mistura etanol e diesel houve redução de emissão de NO_x nos motores com cargas acima de 1,0 MPa de pressão média efetiva líquida. Em seus resultados ao testar o motor diesel operando com mistura diesel e etanol, Pedrozo et al. (2016) evidenciaram menor emissão de NO_x e fuligens comparada com emissão do motor operando com diesel convencional, outro fator importante nos testes realizados foi que a carga homogênea do etanol reduziu a temperatura localizada no cilindro e zonas ricas em combustível, reafirmando o que foi dito por Ferguson e Kirkpatrick (2001) sobre a formação de NO_x ser devido também à alta temperatura dos gases queimados, fato este também evidenciado por Fayyazbakhsh e Pirouzfard (2016) e complementado por Imran et al. (2013) que relataram que como o etanol possui alta entalpia de vaporização, esta propriedade implica na redução do pico de temperatura no cilindro durante o processo de combustão e consequentemente reduz as emissões de NO_x , além do mais, Thangavelu, Ahmed e Ani (2016) concluíram em suas recomendações o uso do etanol hidratado como adequado para reduzir NO_x .

2.2.1.1.1 Influência do tempo de ignição na formação de NO_x

O tempo de ignição afeta significativamente os níveis de emissões de NO. Avançando o tempo de ignição, aumenta a pressão interna no cilindro, aumenta a temperatura dos gases queimados e consequentemente aumenta a formação de emissões de NO. A Figura 15 mostra a relação das emissões de NO em função do tempo de ignição. É recomendado que o tempo de ignição seja cuidadosamente ligado às condições de operação do tempo de máximo torque de forma ter menor emissões de NO_x e também aproveitar o máximo torque possível do motor (HEYWOOD, 1988).

Para motores diesel a formação de NO_x é influenciada pela temperatura local na mistura queimada, razão ar-combustível local e o tempo de residência em temperaturas elevadas no cilindro antes que a reação de formação térmica de NO_x seja resfriada durante o curso de expansão. Para um combustível com o atraso de ignição mais longo, uma grande fração de calor liberado ocorre durante a combustão pré-misturada e causa grande taxa de queima, assim formando muito mais emissões de NO_x . No entanto, a formação de NO_x em motores diesel é principalmente controlada pelo tempo de injeção de combustível, número de cetano, padrão de combustão e a mistura estequiométrica no comprimento do jato de diesel na chama (HE, 2016).

Figura 15: Emissões de NO em função do tempo de Ignição



Fonte: Heywood, 1988, p. 586

He (2016) explica também que o biodiesel com maior cetano relativo com o diesel resulta em atraso de ignição mais curto e combustão pré-misturada menor. O requisito do menor ar estequiométrico do biodiesel também aumenta com a máxima concentração local de NO_x na câmara de combustão, devido à disponibilidade de oxigênio no biodiesel. No entanto, emissões de NO_x são afetadas pelo sistema de injeção e pelo biodiesel utilizado. He (2016) também analisou que com a adição do etanol ao biodiesel, o tempo de injeção de combustível pode ser retardado com o aumento do teor de etanol na mistura e não afeta significativamente as emissões de NO_x .

Uma pesquisa realizada por Zhen e Wang (2015) sobre estudos feitos com motor Euro V diesel dois cilindros de injeção direta mostrou que a utilização do metanol e etanol misturados com biodiesel na proporção de 15%, resultou em menor emissão de NO_x comparada com o

combustível biodiesel, sendo que a mistura com metanol foi mais efetiva do que a mistura com etanol.

2.2.1.2 Monóxido de carbono

Monóxido de carbono aparece na exaustão de motores que operam com mistura rica (significa que na câmara de combustão há menos ar do que o especificado para uma mistura estequiométrica), uma vez que não há oxigênio suficiente para converter todo o carbono contido no combustível de forma que se forme dióxido de carbono (CO_2), sendo assim, a razão de combustível/ar é o parâmetro do motor que mais influencia as emissões de monóxido de carbono, sendo muito importante garantir que nos motores com mais de um cilindro haja sempre a mesma razão de equivalência combustível/ar e esta seja controlada (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

Heywood (1988) explica que à medida que o motor é aquecido, o enriquecimento da mistura se faz necessário, porém esta ação tem efeito negativo proporcionando maior quantidade de emissões de CO do que quando o motor já está completamente aquecido, e segundo o que relatam Ferguson e Kirkpatrick (2001), em situações das quais os motores operam com mistura pobre (significa que na câmara de combustão interna há mais ar do que o especificado para uma mistura estequiométrica), as emissões de CO são provenientes da interação da chama e combustível com as paredes, com os óleos finos e com os depósitos, sendo assim, as emissões de CO são baixas se comparadas com o motor em condição de mistura rica não sendo então um problema prático.

Catapano et al. (2015) atribuíram a menor concentração de monóxido de carbono (CO) proveniente da emissão de um motor operando com etanol à combustão mais completa devido ao maior teor de oxigênio presente na mistura ar-combustível, nesta avaliação, ele constatou que quando o motor operou com etanol a emissão de CO foi menor do que quando o mesmo motor operou com gasolina tanto em baixa quanto em alta carga.

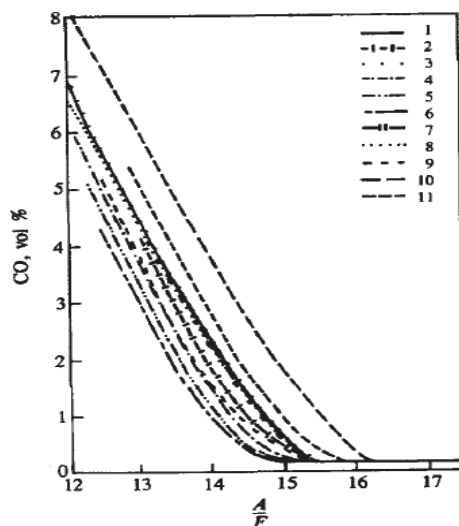
Como a formação de CO é em função também da razão ar-combustível, Pourkhesalian, Shamekhi e Salimi (2010) confirmaram o que foi comentado por Ferguson e Kirkpatrick (2001) em que uma mistura mais rica proporciona maior emissão de CO nos gases de exaustão, e quanto mais o motor operar próximo ao ponto de estequiometria, menor será a quantidade de emissões de CO produzida. Galloni et al. (2016) analisaram as emissões de um motor operando com gasolina e butanol, e comentaram que em condição de misturas ricas, o combustível não

sendo oxidado totalmente devido à falta de O_2 causa emissões de CO reduzindo a eficiência do motor.

Ainda sobre a pesquisa realizada por Zhen e Wang (2015), a utilização tanto do metanol quanto do etanol, quando misturados com biodiesel em um motor diesel dois cilindros, quatro tempos e injeção direta de combustível, aumentou a emissão de CO em cargas abaixo de 70%, porém foi mostrado em geral que a mistura foi mais efetiva para emissões do que a utilização do diesel.

A Figura 16 detalha uma relação da emissão de CO em função da razão estequiométrica ar-combustível, na mesma é possível notar que quanto maior a quantidade de ar na mistura menor a emissão de CO.

Figura 16: Emissões de CO em função da razão estequiométrica



Fonte: Heywood, 1988, p. 592

2.2.1.3 Dióxido de carbono

Dióxido de carbono é primeiramente um gás de efeito estufa emitido por motores. A formação de CO_2 durante o processo de combustão depende fortemente de duas coisas, a temperatura de combustão e a disponibilidade de oxigênio na combustão. O processo de combustão consiste em dois estágios, no primeiro estágio o monóxido de carbono é formado, e no segundo estágio, se a temperatura do cilindro é suficiente para suportar a combustão completa e o excesso de oxigênio é disponível, então o monóxido de carbono reage com o oxigênio adicional para formar dióxido de carbono (IMRAN et al., 2013).

O dióxido de carbono (CO_2) está relacionado diretamente com a eficiência da combustão, com o consumo de combustível e a quantidade de carbono presente no combustível como explicam Catapano et al. (2015), pois, eles testaram etanol em um motor com sistema de injeção PFI (do inglês Port Fuel Injection) que significa injeção de combustível no pórtilo de admissão e constataram que em baixas cargas, consequentemente baixa eficiência de combustão, juntamente com a pobre evaporação do etanol e baixa temperatura do mesmo, houve redução de emissão de CO_2 com relação à gasolina, porém quando o motor operou em alta carga a mistura ficou mais homogênea e com o oxigênio presente no etanol, além de haver combustão mais completa houve maior emissão de CO_2 com relação a gasolina.

O aumento da emissão de CO_2 em função do aumento da carga do motor também pôde ser notado por Fayyazbakhsh e Pirouzfard (2016), o qual ao investigarem as influências do etanol no motor diesel obtiveram resultados do aumento de emissão de CO_2 pelo fato da adição do etanol que é um combustível oxigenado, e pelo aumento da carga do motor.

Thangavelu, Ahmed e Ani (2016) desenvolveram um trabalho de pesquisa que envolveu a revisão sobre o bioetanol como sendo um combustível alternativo para motores de ignição por centelha, e relataram que diversas literaturas mencionam que emissões de CO_2 diminuem para uma proporção de etanol de 50% em um motor monocilíndrico.

2.2.1.4 Hidrocarbonetos

Ferguson e Kirkpatrick (2001) relatam que emissões de hidrocarbonetos resultam da presença de combustível não queimado na exaustão, porém alguns hidrocarbonetos não são propriamente resultantes do combustível líquido que é oxidado na câmara de combustão durante a formação da chama, mas sim derivados do combustível cuja estrutura foi alterada dentro do cilindro por reações químicas que não foram completadas. Cerca de 9% do combustível fornecido para o motor não é queimado durante a fase de expansão

Como mencionado pelo Ferguson e Kirkpatrick (2001) sobre a formação de HC ser em função da presença de combustível não queimado na exaustão, esta afirmação foi evidenciada por Catapano et al. (2015) ao testarem um motor comparando a utilização do etanol e gasolina, sendo que a emissão de HC foi menor para o etanol. Catapano et al. (2015) explicaram que o maior teor de oxigênio devido ao maior teor de etanol mesmo que em regiões de mistura rica proporcionou uma combustão mais completa, reduzindo então a emissão do HC. Esta característica de formação de HC pôde ser verificada também por Galloni et al. (2016), que analisaram a influência do butanol misturado com gasolina em um motor de ignição por

centelha, foi explicado que a produção de HC é devida principalmente à falha de ignição, combustão pobre ou incompleta, e os teores alcoólicos tendem a diminuir levemente as emissões de HC tanto em misturas pobres quanto misturas ricas e que o teor de oxigênio devido ao teor de butanol facilita uma combustão mais completa, por outro lado Fagundez et al. (2016) explicam que a formação de HC é dependente da heterogeneidade da carga e outros parâmetros do motor.

Com relação à utilização do etanol em motores de combustão de ignição por centelha, Thangavelu, Ahmed e Ani (2016) revisaram diversos trabalhos sobre o assunto e constataram que das pesquisas analisadas, 94% destacaram que houve redução nas emissões de hidrocarbonetos com mistura de etanol quando comparado com as emissões da gasolina, e que poucos estudos mostraram que houve leve aumento de HC na utilização de etanol na mistura.

Algumas regiões estreitas ou chamadas também de fendas (da palavra em inglês Crevices), em que a chama não pode propagar-se são responsáveis por cerca de 40% das emissões de hidrocarbonetos, e durante o processo de compressão que precede a combustão, uma pequena fração da mistura ar-combustível é forçada em direção às regiões estreitas. Sendo a temperatura nestas regiões aproximadamente igual a temperatura das paredes do motor resfriada, a massa específica da mistura ar-combustível fica maior do que a mistura ar-combustível no cilindro. Quando a pressão no cilindro diminui durante o final do processo de expansão os gases não queimados que estão nas regiões estreitas retornam para dentro do cilindro (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

Em seguida estão detalhadas algumas regiões de um motor V6 em que há formação de hidrocarbonetos:

- a) Volume acima do primeiro anel do pistão;
- b) Volume atrás do primeiro anel do pistão;
- c) Volume entre os anéis do pistão;
- d) Volume atrás do segundo anel do pistão;
- e) Fendas da rosca da vela de ignição;
- f) Fendas da junta do cabeçote.

Segundo Heywood (1988), existem quatro possíveis mecanismos de formação de emissões de hidrocarbonetos que são:

- a) Extinção da chama nas paredes da câmara de combustão, deixando uma linha de mistura combustível e ar não queimados nas paredes;
- b) Preenchimento dos volumes das regiões estreitas (crevices) com misturas não queimadas;
- c) Absorção de vapor de combustível na linha de óleo nas paredes do cilindro durante os processos de admissão e compressão, seguido pela dessorção do vapor de combustível no cilindro durante os processos de expansão e exaustão;
- d) Combustão incompleta em uma fração do ciclo de operação do motor, que ocorre quando a qualidade da combustão é pobre.

Os gases de exaustão do motor contêm ampla variedade de componentes hidrocarbonetos. A Tabela 1 mostra uma relação de hidrocarbonetos dos gases de exaustão de um motor de ignição por centelha operando com gasolina. A composição do combustível pode afetar as emissões de hidrocarbonetos, sendo que combustíveis com altas proporções de aromáticos e olefinas produzem relativamente maiores concentrações de hidrocarbonetos reativos.

Tabela 1: Hidrocarbonetos contidos nos gases de motor de ignição por centelha

Equipamento	Composição de hidrocarboneto da exaustão de um motor de ignição por centelha			
	Carbono, porcentagem do total de HC			
	Parafinas	Olefinas	Acetileno	Aromáticos
Sem Conversor catalítico	33	27	8	32
Com Conversor catalítico	57	15	2	26

Fonte: Heywood, 1988, p. 597

2.2.1.5 Material particulado

Ferguson e Kirkpatrick (2001) detalham que alta concentração de material particulado (PM) é manifestada como uma visível fumaça ou fuligem nos gases de exaustão. Estes materiais são regulados por lei devido a sua inalação poder causar problemas respiratórios. Comparado com motores de ignição por centelha, motores diesel emitem maior quantidade de materiais particulados, e isto os tornam mais problemáticos também. Material particulado pode ser qualquer substância além da água que pode ser coletada pela filtração na exaustão. É dividido em dois tipos, sendo a. Material de carbono sólido ou fumaça e b. Fração orgânica, por outro

lado, Heywood (1988) comenta que existem três classes de emissões de material particulado em motores de ignição por centelha que são: a. Chumbo, b. Partículas orgânicas (incluindo fuligem) e c. Sulfatos.

Em motores de ignição por centelha, significantes emissões de sulfato podem ocorrer com motores equipados com conversor catalítico de oxidação e também os níveis de emissões de sulfato dependem do teor de enxofre no combustível, dos detalhes do sistema catalítico utilizado e das condições de operação do motor como, por exemplo, quando o motor estiver na condição frio (condição logo após a partida de funcionamento do motor) a taxa de emissões de material particulado é consideravelmente maior do que quando o motor estiver plenamente aquecido (HEYWOOD, 1988).

Conforme Heywood (1988), material particulado em motores diesel consistem principalmente da fuligem gerada da combustão, sendo que a maioria dos materiais particulados resulta da combustão incompleta dos hidrocarbonetos do combustível, e alguns são contribuídos pelo óleo lubrificante. A composição do material particulado depende das condições da exaustão do motor e também do sistema de coleta de particulados. Misturas de etanol e diesel geram menor fumaça comparadas ao diesel puro, devido à maior porcentagem de oxigênio do etanol, mesmo que as emissões de fuligem aumentam com o aumento da carga do motor, é explicado por Fayyazbakhsh e Pirouzfard (2016) que com alta porcentagem de etanol e alta carga do motor, as emissões de fuligens diminuem.

Menor emissão de material particulado por motores de ignição por centelha utilizando etanol como combustível se deve a melhor vaporização do combustível fornecido pela ausência de compostos voláteis a maior teor de oxigênio. Comparado com a gasolina, as emissões de material particulado são muito menores conforme analisado por Catapano et al. (2015), enquanto que para motores diesel, He (2016) comenta em um estudo sobre os impactos da aplicação da mistura biodiesel e etanol, que o etanol é um combustível renovável e sua adição no biodiesel pode reduzir dramaticamente as emissões de fumaça devido ao atraso prolongado de ignição, da fração aumentada pré-misturada e do teor de oxigênio composto na mistura.

2.2.2 Controle de emissões

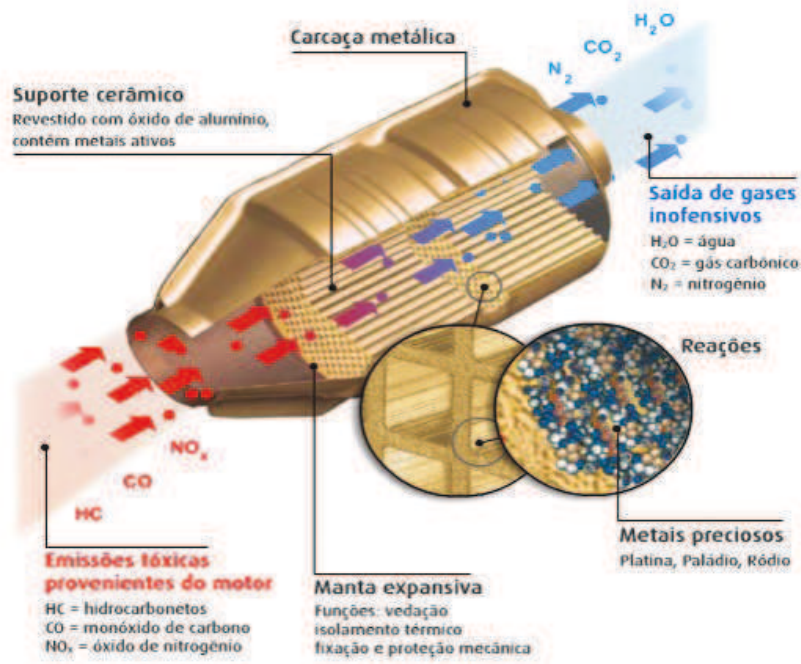
Ferguson e Kirkpatrick (2001) relatam que há três métodos básicos usados para controlar as emissões de motores de combustão interna, são:

- a) Engenharia do processo de combustão;
- b) Escolha dos parâmetros de combustão otimizada;
- c) Dispositivos de pós-tratamento para sistema de exaustão.

Dentre os métodos básicos, aplicações de tecnologias avançadas em injetores de combustíveis, sensores de oxigênio e computadores de bordo para motores tem aumentado o controle do processo de combustão. Outras medidas como o retardo do tempo de centelha, o qual reduz o pico da temperatura de combustão e consequentemente reduz emissões de NO_x , porém podem prejudicar a eficiência térmica do motor. Já, outro sistema conhecido como recirculação dos gases de exaustão (da sigla em inglês EGR – Exhaust Gas Recirculation), age como diluente na mistura ar-combustível reduzindo a temperatura de combustão, fazendo com que o tempo de centelha possa ser otimizado beneficiando a eficiência térmica.

Ferguson e Kirkpatrick (2001) mencionam também que o dispositivo mais importante para pós-tratamento é o conversor catalítico de três vias, que é instalado no sistema de exaustão e trabalha atuando nas emissões dos óxidos de nitrogênio, monóxido de carbono e hidrocarbonetos. Todos os conversores catalíticos são construídos em geometria na forma de colmeia para expor os gases de exaustão para uma grande superfície feita de metais nobres como platina, paládio, ródio, sendo que ródio é o metal nobre mais importante para remover NO e platina é tido como o principal metal usado para remover HC e CO. A Figura 17 mostra em secção um conversor catalítico.

Figura 17: Detalhe interno de um conversor catalítico

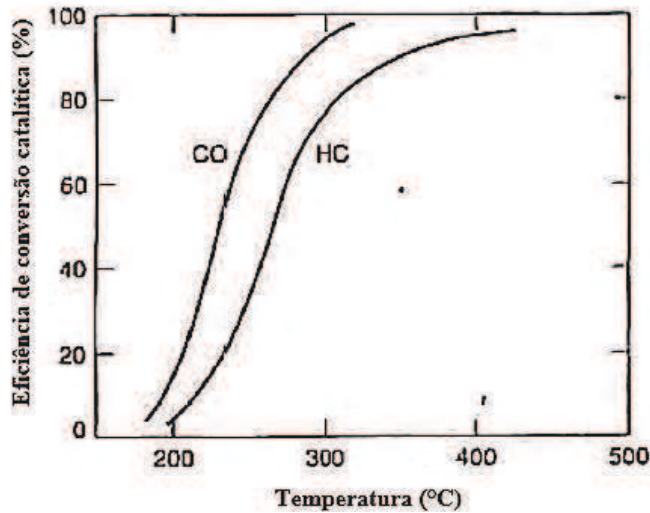


Fonte: UMICORE (2016)

Para que o conversor catalítico funcione corretamente, é preciso que a composição dos gases de exaustão corresponda aproximadamente $\pm 1\%$ da combustão estequiométrica, ou seja, o motor deve operar dentro da faixa restrita da razão de estequiometria, assim, o sensor de oxigênio é usado para determinar a razão de ar-combustível do sistema, consequentemente o ajuste do injetor de combustível de forma que o funcionamento do motor esteja dentro dos limites estequiométricos (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

Um dos problemas dos conversores catalíticos é seu tempo de aquecimento, pois, reflete diretamente na eficiência de conversão dos gases de exaustão. A Figura 18 mostra a relação de eficiência do conversor com sua temperatura, sendo a temperatura light-off (Light-off é a temperatura que o conversor catalítico torna-se 50% eficiente) aproximadamente 270°C para a oxidação de HC e 220°C para a oxidação de CO.

Figura 18: Eficiência do conversor em função da sua temperatura



Fonte: Ferguson e Kirkpatrick, 2001, p. 300

2.3 REGULAMENTAÇÕES BRASILEIRAS PARA EMISSÕES DE VEÍCULOS

No Brasil, o ministério do meio ambiente, que foi criado em 1992, tem a incumbência de coordenar sua estrutura regimental que é composta por vários órgãos e autarquias. Dentre estes órgãos e autarquias, é possível destacar o órgão colegiado CONAMA (Conselho nacional do Meio Ambiente) e a autarquia Ibama (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis) como sendo os principais relacionados com emissões de veículos automotores. Uma das atribuições do Ibama é a execução de políticas nacionais de controle da qualidade do ar e dentre as competências do CONAMA, uma delas é estabelecer normas e padrões nacionais de controle da poluição causada por veículos automotores, aeronaves e embarcações.

Até o ano de 1986, não havia sido estabelecido no Brasil qualquer limite de emissões dos veículos, porém, a partir deste ano foi criado o PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores, com objetivos que até a atualidade vão desde reduzir os níveis de emissões de poluentes até a promoção da melhoria das características técnicas dos combustíveis.

O PROCONVE desde a sua criação até a atualidade tem sido dividido em fases de funcionamento, estas fases são regulamentadas por resoluções do CONAMA, uma vez que as resoluções do CONAMA estabelecem os limites máximos de emissões, tais limites se tornam exigências aos fabricantes e importadores de veículos, pois, para poder comercializar ou

importar os veículos, é necessário obter a licença que é concedida mediante o atendimento às resoluções.

2.3.1 Resoluções do CONAMA

A evolução das resoluções publicadas pelo CONAMA relacionadas com as emissões, ou seja, com o PROCONVE estão listadas abaixo:

- a) resolução CONAMA N° 18: "Dispõe sobre a criação do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores – PROCONVE." (CONAMA, 1986);
- b) resolução CONAMA N° 08: "Complementa a Resolução n° 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados". (CONAMA, 1993);
- c) resolução CONAMA N° 16: "Ratifica os limites de emissão, os prazos e demais exigências contidas na Resolução CONAMA n° 018/86, que institui o Programa Nacional de Controle da Poluição por Veículos Automotores - PROCONVE, complementada pelas Resoluções CONAMA n° 03/89, n° 004/89, n° 06/93, n° 07/93, n° 008/93 e pela Portaria IBAMA n° 1.937/90; torna obrigatório o licenciamento ambiental junto ao IBAMA para as especificações, fabricação, comercialização e distribuição de novos combustíveis e sua formulação final para uso em todo o país." (CONAMA, 1993);
- d) resolução CONAMA N° 27: "Fixa novos prazos para cumprimento de dispositivos da Resolução CONAMA n° 008/93, que complementa a Resolução n° 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados". (CONAMA, 1994);
- e) resolução CONAMA N° 16: "Complementa a Resolução CONAMA n° 008/93, que complementa a Resolução n° 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados,

determinando homologação e certificação de veículos novos do ciclo Diesel quanto ao índice de fumaça em aceleração livre". (CONAMA, 1995);

- f) resolução CONAMA N° 17: "Ratifica os limites máximos de emissão de ruído por veículos automotores e o cronograma para seu atendimento previsto na Resolução CONAMA nº 008/93 (art. 20), que complementa a Resolução nº 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados". (CONAMA, 1995);
- g) resolução CONAMA N° 315: "Dispõe sobre a nova etapa do Programa de Controle de Emissões Veiculares-PROCONVE". (CONAMA, 2002);
- h) resolução CONAMA N° 403: "Dispõe sobre a nova fase de exigência do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE para veículos pesados novos (Fase P-7) e dá outras providências." (CONAMA, 2008);
- i) resolução CONAMA N° 414: "Altera a resolução no 18, de 6 de maio de 1986, do Conselho Nacional do Meio Ambiente-CONAMA e reestrutura a Comissão de Acompanhamento e Avaliação do PROCONVE-CAP, em seus objetivos, competência, composição e funcionamento." (CONAMA, 2009);
- j) resolução CONAMA N° 415: "Dispõe sobre nova fase (PROCONVE L6) de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário e dá outras providências." (CONAMA, 2009);
- k) resolução CONAMA N° 433: "Dispõe sobre a inclusão no Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE e estabelece limites máximos de emissão de ruídos para máquinas agrícolas e rodoviárias novas." (CONAMA, 2011).

2.3.2 Normas ABNT relacionadas a emissões

Apesar das resoluções do CONAMA estabelecerem os limites de emissões e também cronograma de atendimento, bem como outras informações, as mesmas não determinam o método ou procedimento de medição, citam, portanto, algumas normas ABNT (Associação

Brasileira de Normas Técnicas) específicas para este levantamento, estão listadas abaixo algumas normas ABNT que são aplicadas pelos fabricantes e importadores de veículos.

- a) norma ABNT NBR 6601: “Veículos rodoviários automotores leves — Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento”. (ABNT, 2012);
- b) norma ABNT NBR 8689: “Veículos rodoviários automotores leves — Combustíveis para ensaio — Requisitos.” (ABNT, 2012);
- c) norma ABNT NBR 11481: “Veículos rodoviários automotores leves — Medição da emissão evaporativa.” (ABNT, 2010);
- d) norma ABNT NBR 12026: “Veículos rodoviários automotores leves - Determinação da emissão de aldeídos e cetonas contidos no gás de escapamento, por cromatografia líquida - Método DNPH.” (ABNT, 2016);
- e) norma ABNT NBR 13037: “Veículos rodoviários automotores - Gás de escapamento emitido por motor diesel em aceleração livre - Determinação da opacidade.” (ABNT, 2001);
- f) norma ABNT NBR 14008: “Veículos rodoviários automotores leves - Determinação do fator de deterioração das emissões de gases durante o acúmulo de rodagem.” (ABNT, 2007);
- g) norma ABNT NBR 15598: “Veículos rodoviários automotores leves - Determinação de etanol não queimado contido no gás de escapamento, por cromatografia gasosa - Método de ensaio.” (ABNT, 2016);
- h) norma ABNT NBR 7024: “Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível - Método de ensaio.” (ABNT, 2017);
- i) norma ABNT NBR ISO/IEC 17025: “Requisitos gerais para a competência de laboratórios de ensaio e calibração.” (ABNT, 2017).

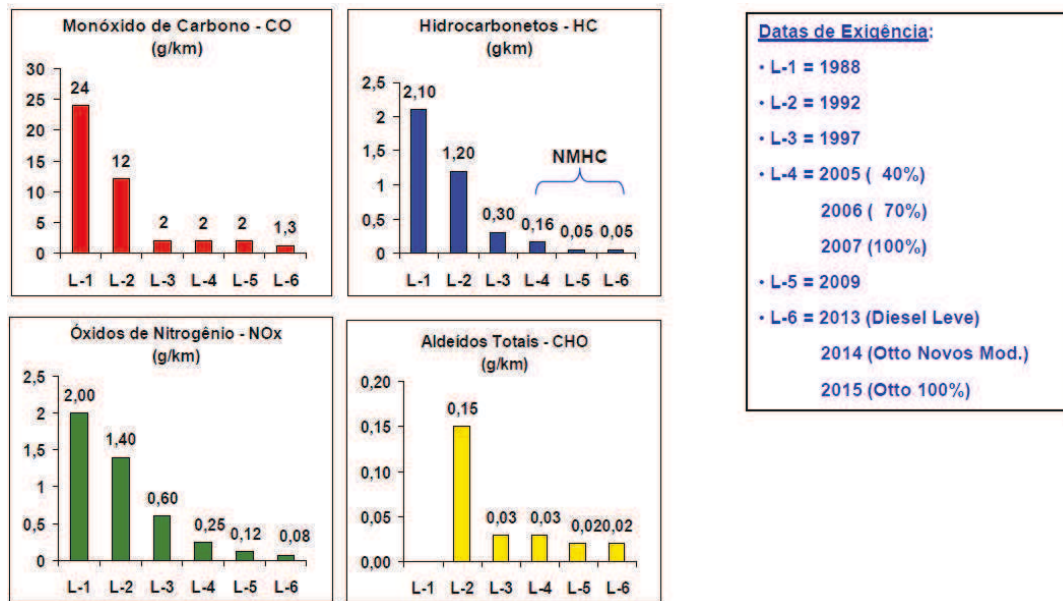
2.3.3 Limites de emissões estabelecidos no brasil

2.3.3.1 Veículos leves

Os limites de emissões dos veículos leves são estabelecidos por fases de programa, de acordo com as resoluções vigentes do CONAMA. Desde que a Resolução CONAMA N°

18/1986 entrou em vigor, têm sido estabelecidas diversas fases nomeadas como PROCONVE L-1 ao PROCONVE L-6 (A letra “L” significa veículos leves). É possível notar na Figura 19 que desde o ano 1988 no qual entraram em vigor as exigências dos limites da fase L-1 até a fase atual L-6, houve significativa restrição nos limites de emissões, visando à contribuição da melhoria da qualidade do ar bem como indiretamente prover a melhoria dos combustíveis aplicados a ciclo Otto, melhoria dos projetos dos veículos e dos motores (CONAMA, 1986).

Figura 19: Evolução dos limites de emissões de veículos leves



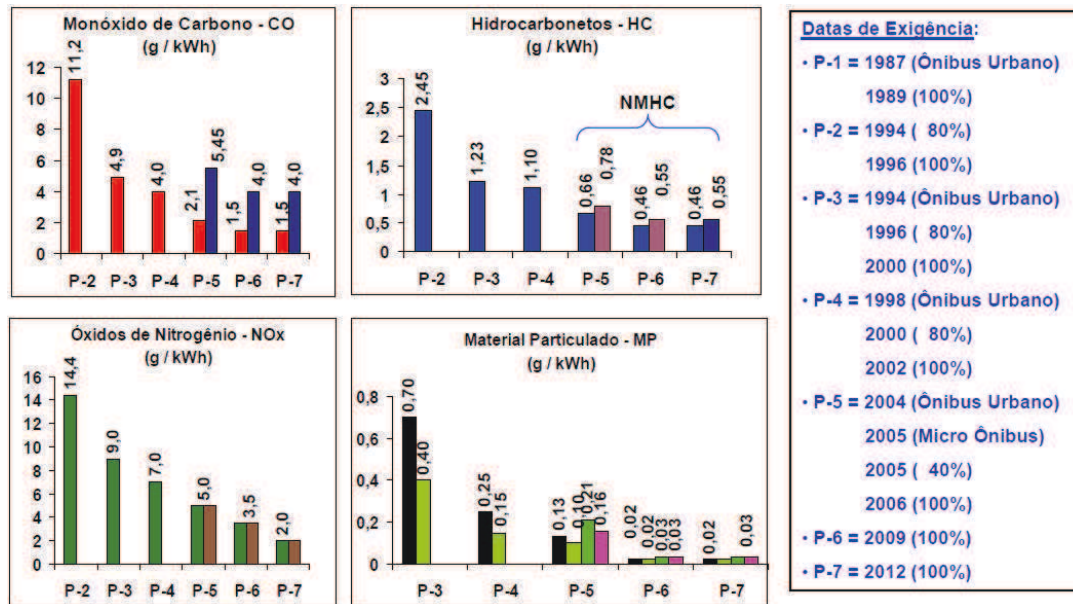
Fonte: ANFAVEA (2009)

2.3.3.2 Veículos pesados

Assim como para veículos leves são estabelecidos programas específicos de limites de emissões, para veículos diesel, o conceito é similar, denominados como PROCONVE P-1 até o PROCONVE P-7 (A letra “P” significa veículos pesados). A evolução dos limites de emissões pode ser verificada na Figura 20.

Assim como houve redução nos limites de emissões de veículos leves, houve redução nos limites de emissões para veículos pesados também, pois, sendo esta classe de veículos os principais emissores de materiais particulados e óxidos de nitrogênio, a preocupação na redução dos limites de emissões ao longo dos anos se torna evidente.

Figura 20: Evolução dos limites de emissões de veículos pesados



Fonte: ANFAVEA (2009)

2.3.4 Homologação dos veículos quanto a emissões

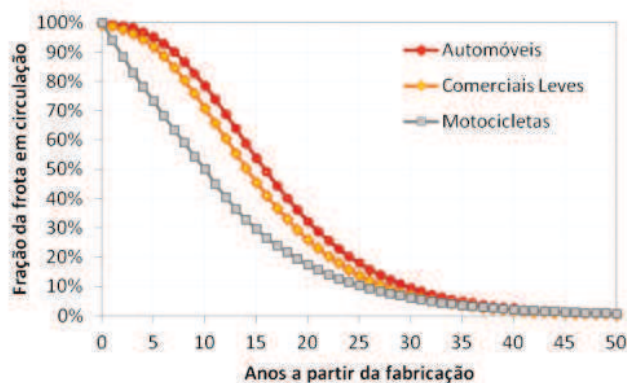
Um dos procedimentos relacionados a emissões a ser executado pelas montadoras e importadoras de veículos para obtenção da homologação no Brasil é o ensaio de emissões, que deve ser realizado em um laboratório credenciado pelo Ibama, ser um ensaio padronizado, e ser realizado em condições controladas. Em São Paulo, a agência do governo CETESB (Companhia Ambiental do Estado de São Paulo) é responsável pela aplicação dos procedimentos de testes estabelecidos pelas resoluções de forma a evidenciar o atendimento dos veículos aos limites estabelecidos.

Em 2002 através da vigência da Resolução CONAMA N° 315/2002, ficou estabelecido o uso do sistema de autodiagnose (da sigla em inglês OBD – On board diagnostic), tecnologia que permite identificar o funcionamento do controle de emissões do veículo e informar ao condutor alertando-o. Este sistema deve ser calibrado para que a eficiência da medição garanta a qualidade das emissões do veículo e também deve ser certificado durante o processo de obtenção da licença para uso de veículo (CONAMA, 2002).

2.3.5 Prospecção das emissões no brasil

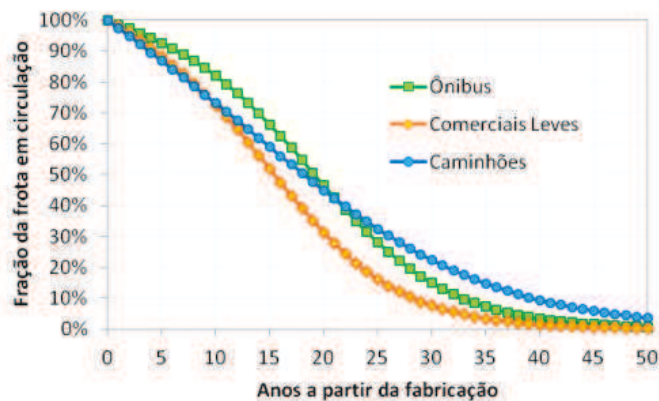
Pesquisas realizados pelo Ministério do Meio Ambiente mostraram que com a implementação e manutenção do programa PROCONVE, significativas reduções nas emissões de veículos automotores foram alcançadas. Vários aspectos podem ter contribuído para este fato, sendo um deles o sucateamento dos veículos com relação ao ano de vigência de cada fase do programa. A Figura 21 e Figura 22 mostram uma curva de sucateamento dos veículos ciclo Otto e Diesel, o qual detalha que ao longo dos anos os veículos antigos deixam de contribuir com emissões, isto, devido seu natural sucateamento que pode ser pela falta de peça ou até mesmo por ter atingido o limite de sua vida útil de funcionamento.

Figura 21: Sucateamento de veículos ciclo Otto ao longo do ano de fabricação



Fonte: MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (2014)

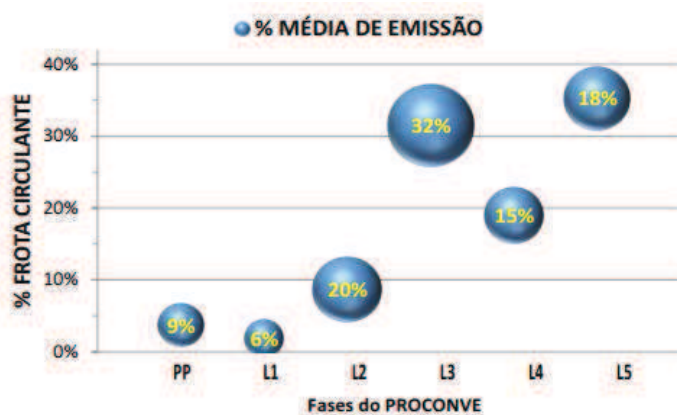
Figura 22: Sucateamento de veículos ciclo Diesel ao longo do ano de fabricação



Fonte: MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (2014)

Em complementação da eficiência do programa, é possível verificar na Figura 23 que 35% da frota circulante de veículos em São Paulo correspondem à fase L-5 do programa PROCONVE, porém contribuem apenas com 18% das emissões do total da frota circulante. Assim o programa nacional mostra-se que é um passo importante para melhorar a qualidade do ar bem como estimular o desenvolvimento de novas tecnologias aplicadas para o gerenciamento e controle das emissões.

Figura 23: Emissões da frota de veículos leves em função da fase do PROCONVE



Fonte: CETESB (2014)

2.4 COMBUSTÍVEIS

Qualquer material que em sua reação ao ser queimado com outras substâncias libera energia térmica, pode ser chamado de combustível. A energia térmica que é liberada pode ser convertida em trabalho mecânico através da utilização de motores de combustão interna. A maioria dos combustíveis é formada por famílias de grupos de hidrocarbonetos que são denominados pela fórmula geral C_nH_m , sendo o índice n o carbono e m o hidrogênio da cadeia. São exemplos de combustíveis o gás natural, gás liquefeito de petróleo (GLP), a gasolina, o óleo diesel, querosene de aviação, óleo combustível, etanol combustível, biodiesel e suas misturas com óleo diesel. (ÇENGEL, 2013; ANP, 2016; FERGUSON, 2001).

A maioria dos combustíveis líquidos é obtida da destilação do petróleo que por si é um combustível fóssil. Combustíveis fósseis são recursos não renováveis, pois, seu esgotamento é mais rápido do que a sua nova formação. Além do petróleo, outros combustíveis são fósseis também como o carvão e o gás natural.

2.4.1 Gasolina

Gasolina é um combustível derivado do petróleo que está sendo utilizado em motores de combustão interna de quatro tempos desde 1876 por Nikolaus Otto. É formada pela vaporização dos hidrocarbonetos mais voláteis do petróleo e pode ser produzida em diversas faixas de octanagem, cuja composição de hidrocarbonetos varia desde C5 até C12 (FERGUSON, 2001; ÇENGEL, 2013; ANP, 2016).

2.4.1.1 Regulamentação brasileira - gasolina

No Brasil, a ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis) tem a competência de elaborar as regulamentações relacionadas aos combustíveis, bem como prover a fiscalização da mesma. Segundo a ANP, é destinado aos veículos automotores de ignição por centelha a gasolina tipo A que é isenta de componentes oxigenados e a gasolina tipo C que possui em sua composição 25% de etanol anidro para a Gasolina Premium e 27% para a Gasolina Comum. As resoluções que regulamentam a comercialização destes combustíveis em território nacional são listadas a seguir:

- a) resolução ANP N° 40: “Regula as especificações das gasolinas de uso automotivo, consoante as disposições contidas no Regulamento Técnico n° 3/2013, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional.” (ANP, 2013)
- b) resolução CIMA N° 1: “Recomenda a fixação, a partir da zero hora do dia 16 de março de 2015, do percentual obrigatório de adição de etanol anidro combustível à gasolina.” (CIMA, 2015)

2.4.2 Diesel

Combustível diesel consiste de hidrocarbonetos com ponto de ebulição na faixa de 180°C a 360°C. É menos inflamável se comparado à gasolina. Sua qualidade de ignição é dada pelo número de cetano, ou seja, quanto maior o número de cetano mais facilmente o diesel inflama. O diesel é também um combustível obtido durante a destilação do petróleo (FERGUSON, 2001; ÇENGEL, 2013).

O combustível diesel é muito utilizado em veículos pesados como ônibus e caminhões, em motores para automóveis, porém em menor escala se comparada com motores que operam com gasolina, em motores estacionários, entre outros.

2.4.2.1 Regulamentação brasileira - diesel

No Brasil, a ANP também regula a especificação do diesel para aplicação em território nacional. Atualmente a resolução ANP N° 50: “regulamenta as especificações do óleo diesel de uso rodoviário, contidas no Regulamento Técnico ANP n° 4/2013, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional” substituiu a resolução ANP N° 65: “regulamenta as especificações dos óleos diesel de uso rodoviário, consoante as disposições contidas no Regulamento Técnico ANP n° 8/2011, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional”, obrigando que os veículos ciclo diesel das fases L-6 e P-7 do PROCONVE utilizem somente o diesel B S10 (a letra B significa diesel com adição do biodiesel, S10 significa o teor máximo de enxofre de 10 mg/kg) (ANP, 2011; ANP, 2013).

2.4.3 Etanol

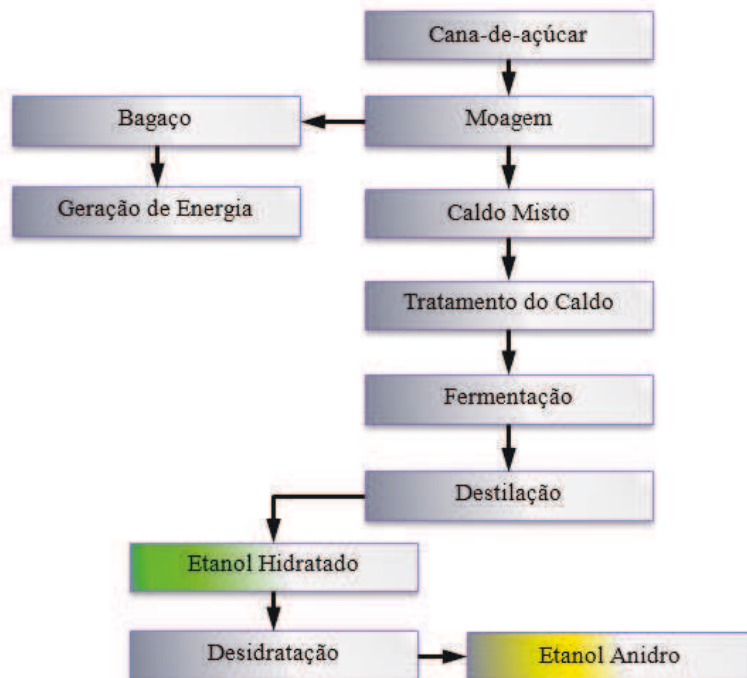
O etanol é um combustível não derivado do petróleo. Este fator já o torna um combustível viável ecologicamente, pois, por ser um combustível proveniente de vegetais, emite menos poluente. Pode ser utilizado em motores de combustão interna ciclo Otto, misturados ou não com a gasolina. Também é muito utilizado como aditivo para motores do ciclo Diesel (NOVACANA, 2016).

A massa específica energética por volume de etanol é considerada como alta para um combustível que é alternativo, este valor é cerca de dois terços da massa específica energética da gasolina. Sua octanagem permite que seja aplicado em motores de alta taxa de compressão beneficiando o desempenho do motor com o maior rendimento térmico (FERGUSON, KIRKPATRICK, 2001).

2.4.3.1 Etanol da cana-de-açúcar – etanol 1ª geração

Diversas matérias-primas são utilizadas para a produção do etanol, sendo a cana-de-açúcar, o milho, a aveia, a cevada, o trigo e o sorgo, porém para obter o etanol é preciso extrair o álcool presente nas substâncias destas matérias-primas. De todas as matérias-primas, a que proporciona o menor custo de produção é a cana-de-açúcar, pois, é mais simples, mais produtiva, as perdas são mínimas e o balanço de energia na produção de etanol a partir da cana é mais vantajoso (EMBRAPA, 2016; NOVACANA, 2016). A Figura 24 detalha algumas etapas de produção para a obtenção do etanol.

Figura 24: Fluxo de obtenção do etanol anidro e hidratado



Fonte: Autor “adaptado de” Vilela (2013)

Segundo Novacana (2016) e Vilela (2013), o fluxo de obtenção do etanol pode ser detalhado como segue:

- a) **moagem:** O processo em si se resume no condicionamento da cana quanto à sua limpeza, sendo esta lavada de forma a retirar suas impurezas, pois as impurezas podem significar potenciais problemas no processo bem como prejudicar a decantação do caldo. Em seguida a cana é moída em trituradores, produzindo cerca de 70% um caldo misto, e 30% do produto original em bagaço.

- b) **caldo misto:** Nesta etapa, o caldo misto segue para o processo seguinte, enquanto que o bagaço pode ser destinado à cogeração de energia da usina por meio de sua queima em caldeiras.
- c) **tratamento do caldo:** O caldo então passa por uma peneira para eliminação basicamente de areia, argila, e bagacilho, e por último é aquecido para eliminação de micro-organismos.
- d) **fermentação:** Após a limpeza, o caldo é enviado para as dornas de fermentação, este caldo é misturado com mel da fabricação de açúcar, esta mistura é chamada de mosto, este mosto é misturado com leveduras (fungos que se alimentam do açúcar presente no mosto e produzem o etanol e gás carbônico) e fermentado por 8 a 12 horas, produzindo o vinho que é composto por (mosto fermentado, com cerca de 7% a 10% de etanol).
- e) **destilação:** O etanol é separado da mistura pelo processo de destilação, que utiliza diferentes pontos de ebulição das substâncias para prover a separação das mesmas, ficando pronto o etanol hidratado (Contendo cerca de 96% de água em sua composição).
- f) **desidratação:** Para obter o etanol anidro, o etanol hidratado é desidratado de forma a retirar quase toda água restante do processo de destilação, resultando então no etanol anidro com cerca de 0,4% de água em peso.

2.4.3.2 Etanol da 2ª geração

O etanol hidratado e etanol anidro obtidos do processamento da cana-de-açúcar são conhecidos como etanol da primeira geração. Já o etanol da segunda geração ou conhecido como celulósico, é obtido por meio de novas tecnologias de produção que consiste na extração da celulose das diversas biomassas como o próprio bagaço da cana-de-açúcar, palha da cana e do milho, madeiras, entre outros (EMBRAPA, 2016; UNICA, 2016; RAÍZEN, 2016).

Com a tecnologia da segunda geração do etanol, os ganhos produtivos poderiam chegar a 50% no Brasil, porém mesmo sendo um dos países com melhores potenciais para a produção deste combustível, o Brasil ainda enfrenta problemas com aprimoramento tecnológico, pesquisa e desenvolvimento e os altos custos de produção. Assim retardando diversos benefícios como o aproveitamento da biomassa disponível bem como redução de emissões de carbono (UNICA, 2016; RAÍZEN 2016).

2.4.3.3 Etanol da 3ª geração

Além do tradicional biocombustível proveniente da cana e o etanol celulósico, segundo especialistas, tem havido crescente interesse na utilização de microalgas para a produção de etanol, visto que não haveria conflitos com a agricultura de alimentos, e os custos de produção seriam menores comparados com os processos de produção tradicionais da primeira e segunda geração, desta forma, a 3ª geração de biocombustível, assim chamada por especialistas são consideradas uma alternativa energética com vantagens sobre as gerações predecessoras.

2.4.3.4 Regulamentação brasileira - etanol

Assim como a gasolina e o diesel, a ANP também regulamenta o etanol para ser comercializado em território nacional. No Brasil dois tipos de combustível etanol são aplicados aos motores de combustão interna de ignição por centelha que são o Etanol Anidro Combustível (EAC) que é utilizado para mistura com a gasolina A para compor a gasolina C, e o Etanol Hidratado Combustível (EHC) que pode ser vendido ao consumidor final. A regulamentação do etanol é feita pela Resolução ANP N° 19: “Estabelece as especificações do Etanol Anidro Combustível e do Etanol Hidratado Combustível, contidas no Regulamento Técnico, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional.” (ANP, 2015).

2.4.4 Propriedades dos combustíveis e combustão

Dentre as várias propriedades que proporcionam as formas de reações dos combustíveis, algumas do combustível etanol serão apresentadas a seguir:

2.4.4.1 Poder calorífico

Em complementação ao que já foi mencionado anteriormente, o poder calorífico superior pode ser determinado pelo método da bomba calorimétrica ou bomba de Mahler, o método consiste na queima de uma massa de combustível conhecida juntamente com o ar, e a energia térmica liberada pela combustão é absorvida pelo calorímetro à medida que os produtos

da combustão resfriam para a temperatura original (HEYWOOD, 1988; PENIDO FILHO, 1980).

Como o etanol possui baixo poder calorífico se comparado com a gasolina, seu poder energético é menor para produzir o trabalho, assim o consumo de combustível do motor operando com etanol será maior.

2.4.4.2 Número de octanagem

O combustível é classificado segundo o seu potencial antidetonante, expresso em número de octanagem, quanto maior o número de octanagem do combustível, mais antidetonante o combustível é, maior pode ser a taxa de compressão do motor, maior a capacidade de suportar altas compressões sem explodir, maior será a potência e consequentemente maior o rendimento global do motor (PENIDO FILHO, 1980).

O número de octanagem é representado pelo percentual de isoctano (C_8H_{18}) e heptano (C_7H_{16}) contidos no combustível, sendo atribuído NO = 100 (NO significa Número de octanagem) para o isoctano e NO = 0 para o heptano, alto e baixo poder antidetonante respectivamente. Assim, um combustível com NO = 70 é uma mistura de 70% de isoctano e 30% de heptano.

Atualmente existem dois métodos mais utilizados para a determinação do NO, que é o Método Motor, ou comumente conhecido como MON, que caracteriza o funcionamento a alta rotação e é padronizado pela norma ASTM D2700, e o Método Research, ou conhecido como RON, que caracteriza o funcionamento a baixa rotação, padronizado pela norma ASTM D2699. Por vezes os métodos RON e MON não mostram o poder antidetonante dos combustíveis em condições de utilização, assim alguns países adotam como método a média aritmética dos valores encontrados pelos métodos RON e MON, esta média é denominada como Índice Antidetonante (IAD) (PENIDO FILHO, 1980; MARTINS, 2013).

A sensibilidade de um combustível é dada pela diferença entre os valores de octanagem entre os métodos RON e MON. O combustível é insensível quando o NO for o mesmo para ambos os métodos.

Uma das maiores vantagens da utilização do etanol como combustível é pelo fato dele possuir o número de octanagem maior que o da gasolina, sendo esta uma característica favorável para a resistência a detonação.

2.4.4.3 Volatilidade do combustível

Os combustíveis líquidos são divididos segundo a sua volatilidade em Carburantes, que possuem elevada volatilidade e são utilizados em motores de ignição por centelha, e óleos combustíveis que são combustíveis utilizados em motores de combustão por compressão, como por exemplo, o óleo diesel e óleos de alto e baixo ponto de fluidez, utilizados em motores de grande porte de baixa rotação (PENIDO FILHO, 1980).

Volatilidade de um combustível pode ser definida como a quantidade em porcentagem evaporada do combustível na pressão atmosférica igual a 1 atm. Para bom funcionamento do motor, a volatilidade do combustível não deve ser muito elevada nem também muito baixa, pois se for alta pode ocasionar perdas por evaporação dentro do reservatório e bolhas de vapor no circuito de alimentação, enquanto que se baixa, pode ocasionar problemas como dificuldade de partida a frio, diluição do óleo lubrificante e também maior tempo necessário para que o motor atinja a temperatura ideal de funcionamento (PENIDO FILHO, 1980).

2.4.4.4 Entalpia de vaporização

A entalpia de vaporização representa a quantidade de energia necessária para vaporizar uma unidade de massa de um líquido saturado a uma dada temperatura e pressão (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O etanol possui entalpia de vaporização maior se comparado à gasolina, devido a isto, quando misturado com o ar no coletor de admissão retira seu calor para vaporizar, assim resfria a temperatura da mistura aumentando sua massa específica, melhorando a potência e rendimento do motor mediante o aumento da taxa de compressão, e também reduz seu desgaste em função da menor carga térmica aplicada (MARTINS, 2013; ZHEN, 2015).

De acordo com a explicação de Wang et al. (2017), em motores de ignição por centelha e injeção direta de combustível, o efeito de resfriamento do etanol é um importante fator para suprimir a ocorrência de knock, tal efeito de resfriamento está relacionado com a entalpia de vaporização. Assim, em função do aumento do efeito de resfriamento pode-se trabalhar com maiores taxas de compressão.

2.5 COMBUSTÃO ANORMAL NOS MOTORES DE IGNIÇÃO

Existem três tipos de combustão anormal nos motores de ignição comandada conforme explica Martins (2013), que é a pré-ignição ou ignição à superfície, a autoignição e o knock, também comumente conhecido como detonação.

2.5.1 Pré-ignição ou ignição à superfície

Este fenômeno ocorre quando partes da mistura de ar-combustível entra em combustão motivada usualmente por pontos superaquecidos de depósitos de carbono nas paredes da câmara de combustão, pelas válvulas ou também pelos eletrodos das velas com temperatura elevada. A ignição à superfície pode entrar em combustão antes mesmo da centelha de ignição, fenômeno chamado como pré-ignição, ou até mesmo após a sua ocorrência, fenômeno chamado como pós-ignição, sendo que a pré-ignição é mais gravosa que a pós-ignição e causa altas pressões e temperaturas durante o curso de compressão (PENIDO FILHO, 1980; MARTINS, 2013). Alguns fatores favorecem a ocorrência da pré-ignição, que são:

- a) Temperatura alta do motor;
- b) Maior taxa de compressão do motor;
- c) Maior quantidade de resíduos sólidos na câmara de combustão;
- d) Menor octanagem do combustível.

2.5.2 Autoignição

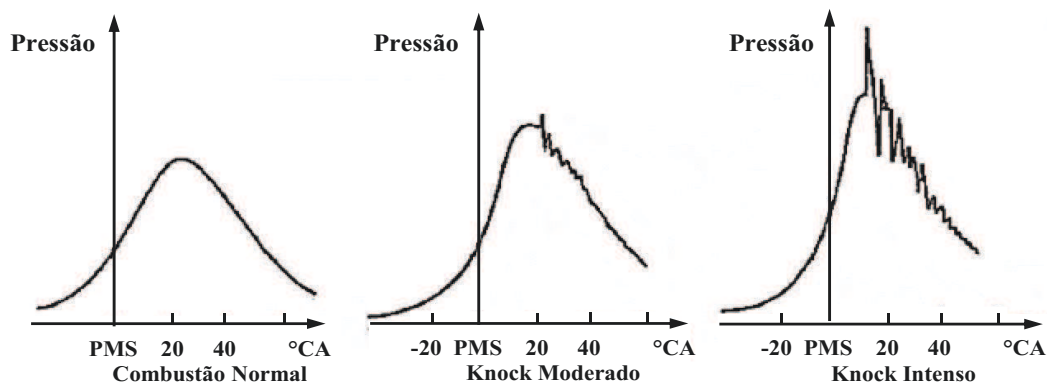
É uma ignição em massa de toda a mistura ar-combustível que ocorre devido à alta taxa de compressão e também por paredes muito quentes. Além disso, a autoignição também é favorecida pelo fenômeno da pré-ignição e vice-versa (MARTINS, 2013; PENIDO FILHO, 1980).

2.5.3 Knock

Knock é um termo utilizado para descrever um ruído emitido através da estrutura do motor, fenômeno este causado pela ocorrência da autoignição de regiões que contêm gases residuais e misturas ar-combustível frente a propagação da chama, liberando rapidamente muita energia química causando altas pressões locais e propagação de ondas de pressões de grande amplitude que viajam através dos gases de combustão na câmara de combustão (FERGUSON, 2001; HEYWOOD, 1988).

Sob condições de knocking, a propagação da chama ocorre mais rápido do que o normal, isto é devido os gases não queimados estarem em elevadas temperaturas aumentando substancialmente a velocidade laminar da chama. O perfil da curva de pressão comparando a combustão normal e sob condições de knocking pode ser vista na Figura 25.

Figura 25: Perfil da curva de pressão normal e sob knocking em níveis leve e intenso



Fonte: Ferguson e Kirkpatrick, 2001, p. 261

A pré-ignição pode motivar a ocorrência do knock, pois com o aumento do nível térmico do ciclo, o ponto superaquecido aumentará ainda mais sua temperatura, aumentando consequentemente a pressão que pode ser máxima antes mesmo que o pistão alcance o ponto morto superior, porém antes que a pressão seja máxima ocorre então o knock (MARTINS, 2013).

Quando o knock ocorre pela ignição espontânea da mistura dos gases, pode ser controlado pelo parâmetro do avanço da ignição, sendo que avançando a ignição causa knock intenso e reduzindo o avanço de ignição reduz a ocorrência do fenômeno. Já para o knock proveniente da pré-ignição, que é causada pela incandescência dos depósitos da combustão ou pelo elevado gradiente de pressão resultante das várias ignições simultâneas, não pode ser controlado pelo avanço da ignição (HEYWOOD, 1988; MARTINS, 2013).

A seguir estão listados alguns parâmetros relacionados ao fenômeno knock:

- a) Avanço da Ignição;
- b) Índice de octanagem do combustível;
- c) Taxa de compressão;
- d) Turbulência;
- e) Carga imposta;
- f) Riqueza da mistura ar-combustível;
- g) Velocidade do motor;
- h) Temperatura e pressão de admissão;
- i) Temperatura do motor;
- j) Câmara de combustão;
- k) Preparação da mistura;
- l) Recirculação de gases de escape.

2.6 MISTURA ETANOL E ÁGUA

O álcool por ser um absorvedor de água possui alguns inconvenientes quando utilizados em motores de combustão interna como:

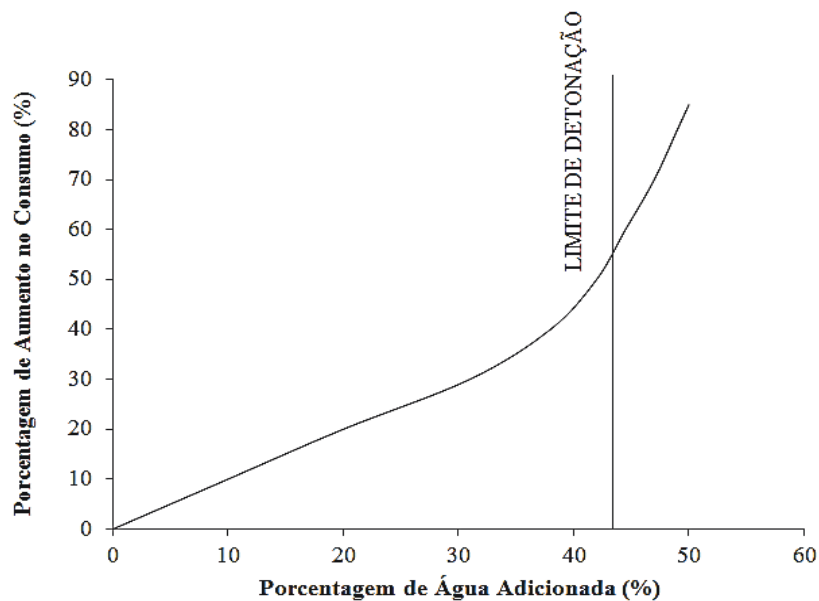
- a) Redução do poder calorífico, ligado diretamente ao consumo do motor;
- b) Redução da inflamabilidade dos gases combustíveis, porém, por outro lado, a água proporciona ao etanol um aumento na capacidade antidetonante devido a sua elevada entalpia de vaporização.

Muito se discute sobre a máxima hidratação do etanol para utilização em motores de combustão interna, porém como explica Penido Filho (1980) o grau de hidratação máximo no álcool varia de cada motor e que em alguns motores realizando a calibração pode-se utilizar etanol com maior grau. Ambrós et al. (2015) complementaram o que foi dito por Penido Filho (1980), explicando que por ter maior entalpia de vaporização do que o etanol, no momento da combustão a água rouba parte do calor liberado na combustão do etanol e expande, realizando

trabalho no pistão, sendo que isto implica que a fração de água na mistura hidratada pode substituir o etanol, porém até certo ponto, sem fazer com que o combustível perca suas habilidades de realizar trabalhos eficientemente.

Com a adição da água no etanol, o poder calorífico da mistura do combustível é reduzido, consequentemente o consumo de combustível aumenta. A Figura 26 mostra os limites da quantidade de água no etanol de forma que não haja a detonação bem como o aumento da curva de consumo de combustível.

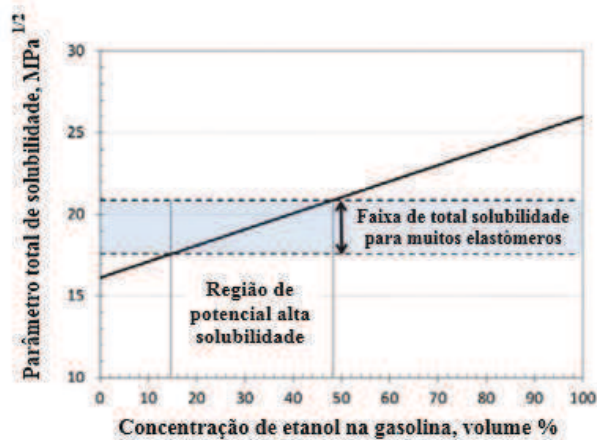
Figura 26: Limite de porcentagem de água no etanol e detonação



Fonte: Penido Filho, 1980, p. 66

Outro inconveniente da hidratação do etanol é com relação à ação corrosiva do combustível, que pode ocorrer com maior intensidade nos componentes que entrem em contato com ele, principalmente os vedadores que compõe o motor. Kass et al. (2012) estudaram a compatibilidade dos elastômeros com combustíveis de teste compostos pela mistura de gasolina com etanol, em que buscou o entendimento do desempenho dos elastômeros quando expostos a um determinado solvente para identificar potenciais locais de vazamento em componentes alimentados por esta mistura de combustível, a Figura 27 mostra que o total de solubilidade da mistura do etanol e gasolina aumenta linearmente com o teor do etanol.

Figura 27: Total de parâmetros de solubilidade para mistura gasolina e etanol



Fonte: Kass et al. (2012)

Os resultados dos testes realizados por Kass et al. (2012) mostraram que para os fluorelastômeros houve redução de dureza devido a absorção do combustível e que quando as amostras que foram secas à 60° C por 20 horas, houve redução da dureza devido a amostra reter fluido na estrutura. Já nas amostras de borracha nitrílica (NBR) e neoprene houve significativa perda de volume e dureza, indicando que houve extração de plastificantes após a secagem das amostras. Por outro lado a amostra de poliuretano quando submetida à presença do etanol teve efeito negativo nas propriedades de vedação e houve indicações de degradação estrutural.

2.7 UTILIZAÇÃO DE ÁGUA EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Mack, Aceves e Dibble (2009) experimentaram um motor VW 4 cilindros 1,9L funcionando em modo de ignição por compressão de carga homogênea da sigla em inglês HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition, tal motor operou com misturas de etanol em água nas proporções volumétricas de etanol de 100%, 90%, 80%, 60% e 40%, sendo que quando foi testado o combustível com 40% de etanol em água houve muita dificuldade de combustão, concluíram que para alcançarem a taxa de liberação de calor igual a 50% (CA50) um aumento de 40°C em relação a temperatura da massa do etanol puro seria necessário para o combustível com 40% de etanol em água. Ainda de acordo com Mack, Aceves e Dibble (2009), a injeção de água no motor HCCI atrasa significativamente o tempo de combustão aumentando a necessidade de aumento de temperatura da massa de admissão para certas condições de operação do motor e quando a água é misturada com etanol, mais calor é necessário para

vaporizar a mistura combustível, devido a água possuir maior entalpia de vaporização do que o etanol puro.

Boretti (2012) explica que a injeção de água em motores de combustão interna é um método para resfriar a câmara de combustão, permitindo geralmente maiores taxas de compressão eliminando o problema de knock, sendo que a água fornece um efeito primário de resfriamento devido sua maior massa específica e alta propriedade de absorção de calor, por outro lado o álcool é um combustível que serve como anticongelante para a água. Enquanto que Mingrui et al. (2016) mencionam que maiores eficiências térmicas alcançadas estão atreladas ao uso de maiores taxas de compressão, porém, o uso de altas taxas de compressão levam a maiores temperaturas de combustão criando condições para a formação de emissão de NO_x , no entanto o método de introdução de um sistema de injeção de água poderia ser uma das soluções para a redução de formação de NO_x . Ao analisar os efeitos da injeção de água no desempenho e emissões de um motor com injeção direta de gasolina Mingrui et al. (2016) detalham que a injeção de água melhorou a resistência à detonação da mistura combustível e que a injeção de água pode ser aplicada para resfriamento do ar comprimido levando à melhoria da eficiência volumétrica, potência e consumo específico de combustível pelo aumento da taxa de compressão, concluindo que o maior benefício da injeção de água é o aumento da resistência ao knock por resfriar os pontos superaquecidos na câmara de combustão, especialmente dos motores com alta taxa de compressão.

Alguns estudos têm sido realizados utilizando o etanol misturado com diferentes proporções de água. Lanzasova, Nora e Zhao (2016) estudaram o desempenho de um motor de ignição por centelha de injeção direta abastecido com diversas proporções de água na mistura, onde a análise objetivou entender o comportamento do motor em cargas parciais. Ambrós et al. (2015) realizaram uma análise experimental de um motor de combustão interna de câmara turbulenta de ignição por centelha operando com diferentes misturas de etanol com água com o objetivo de desenvolver um modelo matemático para avaliar o comportamento do motor. Já Bem (2008) verificou o comportamento de um motor operando com álcool de 75 INPM com taxa de compressão aumentada com relação à taxa de compressão original de fábrica do motor. Por outro lado, Carvalho (2011) avaliou o comportamento de um motor ciclo Otto operando com diversos combustíveis bem como o etanol anidro e o etanol hidratado. A Tabela 2 mostra os tipos de combustíveis que já foram analisados, considerando que Bem (2008) analisou o etanol hidratado de 92,8 INPM e os demais analisaram o etanol hidratado conforme regulamentação vigente da ANP. Além do mais, a Tabela 3 detalha as especificações técnicas

dos motores utilizados nos ensaios, mostrando as diferentes taxas de compressão e deslocamentos entre eles.

Tabela 2: Mistura de etanol e água utilizados em pesquisas

Tipo de Combustível	Lanzanova, Nora e Zhao (2016)	Ambrós et al. (2015)	Bem (2008)	Carvalho (2011)
Etanol Anidro	X			X
Etanol Hidratado	X	X	X	X
Etanol + 10% de água	X	X		
Etanol + 20% de água	X	X		
Etanol + 25% de água			X	
Etanol + 30% de água		X		
Etanol + 40% de água		X		

Fonte: Autor “adaptado de” Lanzanova, Nora e Zhao (2016), Ambrós et al. (2015), Bem (2008) e Carvalho (2011)

Tabela 3: Motores utilizados nas pesquisas com etanol misturado com água

Nº Cilindros	Tipo de Injeção	Taxa de Compressão	Deslocamento (cm³)	Ø Cilindro x Curso (mm)
1	Direta	11,8:1	350	81,6 x 66,9
1	PFI	12:01	668	90 x 105
4	Motronic	16,2:1	999	67,1 x 70,6
4	-	12,4:1	1389	-

Fonte: Autor “adaptado de” Lanzanova, Nora e Zhao (2016), Ambrós et al. (2015), Bem (2008) e Carvalho (2011)

Lanzanova, Nora e Zhao (2016) explicam que a energia requerida para destilação do etanol a partir de 80% em direção ao ponto azeotrópico tende a tornar-se exponencial, sendo que este fato reduz o balanço energético do ciclo de vida do combustível aumentando consequentemente o preço final no mercado, e para obtenção do etanol anidro, apesar de processos sustentáveis terem sido utilizados, os custos ainda são considerados altos, em complementação Ambrós et al. (2015) relataram que a energia do processo de destilação e desidratação poderia ser economizada consideravelmente com a utilização de um etanol combustível com alto teor de água na faixa de 10% à 30%, porém é difícil calcular a máxima concentração de água no etanol que permita uma operação eficiente do motor. Bem (2008)

confirma que a maior produção do etanol hidratado com menor teor alcóolico exige menor consumo de energia e em contrapartida a capacidade produtiva da planta industrial seria aumentada em função do menor tempo de processamento do combustível, sendo apenas necessário retirar as impurezas provenientes do processo.

A utilização de água em motores de combustão interna é uma prática que já foi realizada no período da segunda guerra mundial em motores dos aviões, mas também em aeronaves civis para aumentar o empuxo na decolagem, além da utilização em aviões, alguns veículos também portaram e portarão este tipo de tecnologia, como o GM Oldsmobile-F85 que tinha injeção de álcool e água no seu sistema de admissão e o BMW M4 MotoGP Safety Car, que conforme BMW apresenta um sistema de injeção de água para seu motor turbinado. Bem (2008) relata que dentro de determinados limites, o sistema de injeção de água aumenta a potência do motor em função da entalpia de vaporização da água que é maior que o da gasolina e etanol e aumenta a eficiência volumétrica devido ao resfriamento que proporciona à mistura. Retomando sobre a BMW, a mesma confirma todos os mesmos benefícios citados por Bem (2008) e acrescenta ainda que em seu veículo, com a borboleta completamente aberta, o efeito de resfriamento proporciona uma grande melhoria na eficiência do motor, e também as emissões, o consumo de combustível, knock e cargas térmicas são reduzidos, enquanto que o desempenho como potência e torque é melhorado cerca de 10% e a taxa de compressão é aumentada de 9,5 para 11:1.

Abdul Khaliq, Shailesh K. Trivedi e Ibrahim Dincer (2011) relatam que a combustão em motores de combustão de ignição por centelha ocorre por meio da propagação da chama se espalhando por toda a câmara de combustão, e alta concentração de água em combustível resultam na diluição da mistura ar-combustível, sendo que o excesso de diluição diminui a velocidade da propagação da chama, resultando em falha de ignição, além do mais, motores com de ignição por centelha precisam operar com taxa de compressão menor que 11:1 e temperatura de admissão menor que 60°C para evitar knock. Ainda de acordo com Abdul Khaliq, Shailesh K. Trivedi e Ibrahim Dincer (2011) é muito difícil operar um motor diesel com etanol com frações de água, vez que o etanol puro já não é um bom combustível para o motor diesel devido sua alta resistência à autoignição, acrescentando água ao etanol aumenta-se ainda mais a resistência à autoignição, pois a água inibe as reações químicas pelo resfriamento do ar dentro da câmara de combustão. Semelhantemente à Abdul Khaliq, Shailesh K. Trivedi e Ibrahim Dincer (2011), Saxena et al. (2013) mencionam que maiores frações de água no etanol dificulta a autoignição do combustível porque a água requer mais energia para vaporizar, maior

temperatura para neutralizar os efeitos de diluição da água e taxa de calor específica reduzida causada pela presença da água.

Rahman et al. (2015) realizou uma investigação para quantificar como o teor de água afetaria as características de ignição a laser de uma carga pré-misturada de etanol, nos resultados encontrados foi percebido que quando o teor de água no etanol aumentou além de 20% efeitos adversos foram observados na chama bem como a redução da taxa de desenvolvimento da mesma, a chama se tornou notadamente mais escura quando a fração de água aumentou para 40%, este efeito pôde ser atribuído a redução da velocidade de propagação da chama devido à influência significativa dos efeitos de diluição e químicos da água. Além disso foi concluído também que a adição de água acima de 30% tem influência significativa na reação inicial da combustão e taxa de queima. Ainda segundo Rahman et al. (2015) a temperatura adiabática da chama reduz gradualmente conforme o teor de água aumenta, isto pode afetar significativamente a velocidade de propagação da chama bem como a eficiência da combustão e transferência de calor.

Arabaci et al. (2015) ao experimentar um motor operando a seis tempos com o objetivo de analisar os efeitos da injeção direta de água no desempenho do motor mencionaram que o torque e potência aumentaram com a injeção de água quando comparado com o torque e potência sem injeção de água, e o maior efeito da injeção de água no torque foi visto entre as rotações 2500rpm à 3250rpm, foi explicado que o aumento do torque foi possivelmente aumentado devido à recuperação do calor de exaustão com injeção de água, além disso, puderam concluir que a temperatura das paredes do motor e exaustão reduziram com a injeção de água porque a água foi vaporizada e resfriou a câmara de combustão, por outro lado relataram que o consumo de combustível aumentou com a injeção de água, isto devido ao aumento da eficiência volumétrica, porém em contraste disso, o consumo específico de combustível reduziu, contudo detalharam que o consumo específico de combustível foi reduzido com a injeção de água conforme a energia do calor de exaustão foi convertida em trabalho útil através da injeção de água. Ainda de acordo com Arabaci et al. (2015) a eficiência térmica aumentou com a injeção de água quando comparada com a eficiência térmica obtida sem a injeção de água, este aumento foi de cerca de 8,72%.

Muito se discute sobre o futuro dos motores de combustão interna, pois, com os limites de emissões cada vez mais apertados mundialmente e com a chegada dos veículos elétricos, paira a dúvida e desafios dos engenheiros e pesquisadores se os motores de combustão interna sobreviverão no futuro, porém muitos estudos já estão sendo realizados nesta parte, e a injeção de água no processo de combustão tem sido um dos temas. Testes realizados pela Bosch

mostraram que a injeção de água oferece potencial significativo para redução de consumo e emissões de CO₂, ao testar um motor em laboratório funcionando a 5000 rpm com pressão média efetiva de 20 bar, notou que quando a proporção de água no fluxo de admissão atingiu 35%, a operação estéquio foi possível, e isto eliminaria o enriquecimento da mistura em carga total, ponto em que o consumo de combustível poderia ser reduzido em 13%. A Figura 28 mostra a curva de consumo de combustível em função da relação de água-combustível.

Figura 28: Relação de consumo de combustível e teor de água misturada



Fonte: ENGENHARIA AUTOMOTIVA (2015)

Como a mistura de etanol é miscível em água em altas proporções, possibilita então que as reações de combustão ocorram em ambas as fases líquida e gasosa, conforme detalham Ambrós et al. (2015), e conforme Bem (2008), como etanol e água se misturam, não é necessário haver um sistema de injeção dedicado à injeção da água no cilindro, diferentemente quando o combustível é gasolina, como a mesma não se mistura com água em altas proporções, um sistema de injeção de água é requerido como já relatado pela BMW.

Lanzanova, Nora e Zhao (2016) concluíram que problemas de miscibilidade poderiam ocorrer em baixas temperaturas (abaixo de 10°C) com motores bicomcombustíveis caso houvesse misturas de gasolina e etanol misturado com água na proporção de 10%, e alguns aditivos para suportar o teor de água na mistura ternária seria necessário. Com relação à mistura de etanol e 20% de água, seria prático em motores dedicados a operarem com etanol, pois, devido a menor taxa de liberação de calor da mistura, o consumo volumétrico de combustível aumentaria comparado com o etanol anidro, além do mais, contaminação de óleo e corrosão do motor precisariam ser melhores estudados.

Saxena et al. (2013) experimentaram um motor 4 cilindros Volkswagen 1,9L modificado para operar com HCCI a 1800rpm a fim de explorar as ótimas condições de operação para geração de potência utilizando combustível etanol e proporções de água e recirculação do calor dos gases de exaustão. Foi verificado em uma das fases da experimentação que o calor requerido para alcançar a autoignição do combustível foi maior do que o calor requerido para vaporizar o combustível, em outra fase da experimentação a maior potência de saída foi alcançada com menor fração de água no etanol, em relação a máxima pressão no cilindro, esta foi menor com menor fração de etanol, menor razão de equivalência combustível-ar, menor pressão de admissão e tempo de combustão atrasado.

Para ensaiar os motores utilizando mistura de etanol e água, diferentes métodos de testes já foram realizados LanzaNova, Nora e Zhao (2016), por exemplo, ao experimentar o motor de combustão interna Ricardo Hydra monocilíndrico de injeção direta operando com mistura etanol e água em 1500rpm, controlou o tempo de ignição e o tempo e quantidade de injeção por meio de uma unidade de controle eletrônica – ECU (do inglês Electronic Control Unit), o tempo de injeção foi mantido constante no centro do curso de admissão em 450 CAD, sendo este tempo escolhido para promover boa homogeneidade da mistura devido à posição de montagem do injetor ser entre a válvula de admissão e escape e também a quantidade de injeção foi variada de acordo com cada combustível a fim de obter resultados da carga desejada. Já Ambrós et al. (2015) utilizaram dois métodos para experimentação do motor AGRALÉ® M90 monocilíndrico operando com misturas etanol e água em 1800rpm, um dos métodos foi manter o avanço do ponto de ignição fixado, e o outro foi realizar o teste de forma a obter o máximo torque com operação aproximadamente estequiométrica ($\lambda \sim 1$) mediante o ajuste do avanço do ponto de ignição. Por outro lado Bem (2008) ao ensaiar o motor VW AT 1000 8V operando com combustível etanol de teor 75 INPM, ajustou assim como Ambrós et al. (2015) o avanço de ignição para obter a curva de maior torque, porém para isso variou o ajuste do fator lambda.

Muitos resultados obtidos nos ensaios já realizados mostraram forte correlação em função do teor de água adicionada na mistura com etanol. Nos ensaios que Ambrós et al. (2015) realizaram, o consumo específico de combustível foi maior para a mistura com 40% de água comparado com os outros combustíveis, porém o combustível E70W30 apresentou menor consumo específico de combustível nos dois métodos utilizados. Bem (2008) obteve maior consumo de combustível quando operou o motor com etanol 75 INPM em relação ao etanol 92,8 INPM, semelhantemente Carvalho (2011) ao ensaiar o motor com etanol anidro 99,3 INPM e etanol hidratado 92,6 à 93,8 INPM, o consumo específico de combustível foi maior para a utilização do etanol hidratado.

Ambrós et al. (2015) mencionaram que no teste com o avanço de ignição fixado, à medida que aumentou o teor de água no combustível aumentou a pressão no final da fase de compressão, sugerindo então que a duração da combustão foi maior, por outro lado a curva de pressão foi menor com o aumento da fração de água no combustível. Quando o motor operou com o método de variação do avanço de ignição para maior torque houve maior pico de pressão para a mistura com 30% de teor de água seguido da mistura com 40%, e o terceiro maior pico foi a mistura com teor de 20% de teor de água, não havendo linearidade em função do teor de água. Por outro lado, Lanzasova, Nora e Zhao (2016) explicaram que a taxa máxima de aumento de pressão pareceu ser mais diretamente relacionada com a carga e tempo de ignição do que com o teor de etanol na mistura.

Carvalho (2011) detalha que nos ensaios realizados quando o motor operou com 1500rpm e 2000rpm, o torque foi maior para o etanol hidratado, enquanto que quando a rotação aumentou para 2500rpm, o torque foi maior quando o motor operou com etanol anidro. Bem (2008) detalha que no ensaio realizado com etanol 75 INPM sem o aumento da taxa de compressão o torque foi menor em relação ao etanol 92,8 INPM, porém operando com a taxa de compressão aumentada utilizando o combustível 75 INPM o torque foi similar ao torque obtido para o etanol 92,8 INPM sem aumento da taxa de compressão. A potência de ambos os ensaios obtidos por Carvalho (2011) e Bem (2008) apresentou resultado similar ao resultado do torque. Os resultados obtidos por Ambrós et al. (2015) mostraram que a maior potência obtida foi utilizando etanol com 30% de teor de água para os dois métodos aplicados nos ensaios, sendo a menor potência obtida quando utilizado o combustível etanol com 20% de teor de água com o método de avanço do ponto de ignição fixado e etanol com 10% de teor de água com o método de ajuste do avanço do ponto de ignição para maior torque.

Lanzasova, Nora e Zhao (2016) relatam que em geral houve redução nas emissões de CO com o aumento de teor de água no combustível. Este fato foi confirmado por Bem (2008), porém ele detalhou que a redução pôde estar mais diretamente ligada ao ajuste do fator lambda, diferentemente, Carvalho (2011), relata que a emissão de CO foi maior para o etanol hidratado comparado com o etanol anidro.

A formação de NO_x foi principalmente dependente da temperatura e disponibilidade de oxigênio, e que a tendência esperada para a redução de emissão de NO_x com o aumento do teor de água, para a mesma razão de ar combustível, aconteceria se a máxima temperatura fosse reduzida. Para a mistura etanol com teor de 20% de água a redução do pico de pressão foi mais evidente e a temperatura interna do cilindro foi muito menor, resultando menor formação de NO_x , explicam Lanzasova, Nora e Zhao (2016). Bem (2008) e Carvalho (2011) relataram

resultados similares em que houve redução de emissão de NO_x para os combustíveis com maior teor de água na mistura, porém por outro lado, Ambrós et al. (2015) relatam que a emissão de NO_x foi maior para a mistura contendo teor de água de 40% seguida pela mistura com 30% quando o motor operou com o avanço do ponto de ignição ajustado para otimizar o torque.

Outro fato importante relacionado com emissões pôde ser verificado por Lanzasova, Nora e Zhao (2016) e confirmado por Bem (2008), em que com o aumento do teor de água na mistura houve aumento de emissão de HC, sendo as emissões de HC possivelmente causadas pela propagação da chama, pelo choque e pela folga de montagem dos anéis de pistão (Crevices), ambos o resfriamento da carga e diluição do ar aumentada reduziram a temperatura da combustão e diminuíram a oxidação de HC pós chama. Bem (2008) relatou que em rotações 3500rpm e 4000rpm houve aumento drástico de emissão de HC tanto para etanol de 92,8 INPM quanto para etanol de 75 INPM, porém para o etanol de 75 INPM as emissões de HC foram globalmente maiores.

Os motores de combustão interna de ignição por centelha são capazes de operar com misturas de etanol e água com 40% na composição da mistura, sendo a melhor opção o combustível com teor de água igual a 30% para o motor ensaiado, em função da melhor potência, eficiência, torque, consumo específico e menor temperatura dos gases de exaustão (AMBRÓS et al., 2015).

Na Tabela 4 e Tabela 5, estão resumidos alguns resultados encontrados na literatura, são resultados obtidos por meio de testes experimentais utilizando etanol e água como combustível.

Tabela 4: Resultados de desempenho do motor encontrados na literatura

Parâmetro	Ambrós et al. (2015)	Bem (2008)	Carvalho (2011)
C_{ec}	Menor p/ 30% de água nos dois métodos	Maior para Etanol 75 INPM	Maior para Etanol 92,6 a 93,8 INPM
Pressão	Maior p/30% quando operou com ajuste do avanço de ignição	-	-
Torque	Maior p/ 30% de teor de água operando com o avanço de ignição ajustado	Foi menor utilizando o etanol 75 INPM sem o aumento da taxa de compressão	Maior para etanol hidratado em 1500 à 2000rpm e menor em 2500rpm
Potência	Maior p/ 30% de água nos dois métodos	Similar ao encontrado no torque	Similar ao encontrado no torque

Fonte: Autor

Tabela 5: Resultados de emissões encontrados na literatura

Parâmetro	Ambrós et al. (2015)	Lanzanova, Nora e Zhao (2016)	Bem (2008)	Carvalho (2011)
CO	-	Houve redução à medida que aumentou o teor de água	Houve redução à medida que aumentou o teor de água. Foi comentado que a redução foi mais diretamente ligada ao ajuste do lambda	Maior para o etanol hidratado
NO _x	Maior para 40% de teor de água operando com o avanço de ignição ajustado	Foi menor com o 20% de teor de água	Menor com o aumento do teor de água	Menor com o aumento do teor de água
HC	-	Maior com o aumento do teor de água	-	HC

Fonte: Autor

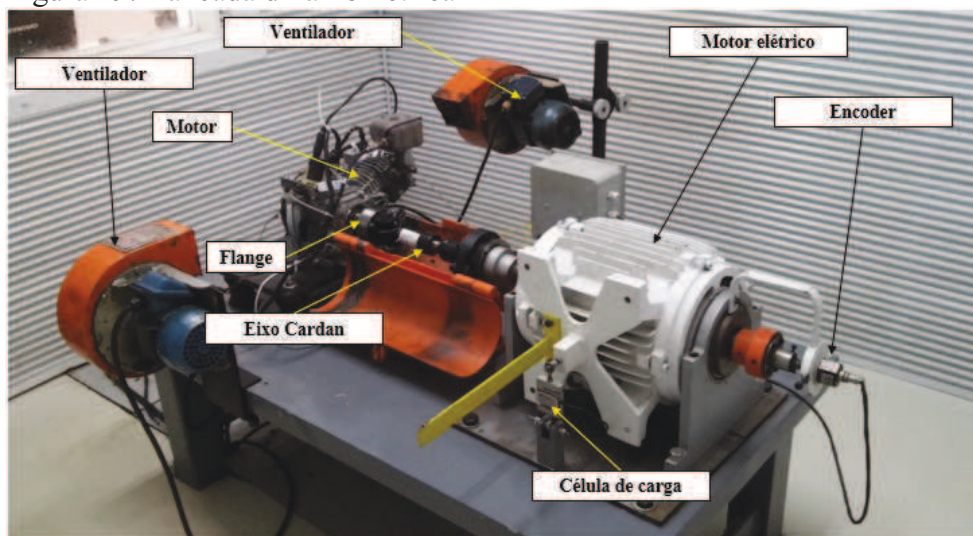
3 METODOLOGIA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A metodologia consistiu na experimentação de um motor monocilíndrico estacionário ciclo Otto, operando da maior para a menor rotação, iniciando o ensaio com a mistura combustível etanol e água E100/W0 e finalizando com E50/W50. Foi realizado o ajuste do avanço de ignição e injeção de combustível para obtenção do maior torque e mistura estequiométrica (fator $\lambda = 1$) concomitantemente. Neste trabalho a mistura combustível será denominada como combustível. Os detalhes para realização do procedimento experimental são descritos a seguir.

3.1. BANCADA DE TESTE

A bancada dinamométrica utilizada, instalada no Laboratório de Motores do Instituto Mauá de Tecnologia, é composta por um motor elétrico em balanço, acoplado a um eixo cardan, que por meio de uma flange foi acoplado no eixo do motor. Uma célula de carga foi instalada na lateral do motor para medir a carga aplicada quando estivesse em funcionamento. Um encoder foi instalado para medição da rotação do eixo do motor elétrico e dois ventiladores foram direcionados ao motor para ajudar no seu arrefecimento. A Figura 29 mostra a bancada dinamométrica utilizada para realização dos testes e a Tabela 6 detalha as informações técnicas dos equipamentos.

Figura 29: Bancada dinamométrica



Fonte: Autor

Tabela 6: Informação técnica dos equipamentos

Equipamentos	Descrição
Motor de combustão	Marca Honda / Modelo GX160 OHV
Motor elétrico	Marca Weg / Potência 15kW
Eixo Cardan	Marca Spicer (DANA)
Flange	Aço usinado / Transmissão por chaveta
Ventiladores	Vazão 20m³/min
Encoder	Marca Tecmot / Modelo 098039 360 PPR (Pulsos por revolução)
Célula de carga	Marca Alfa Instrumentos Modelo SV 50 / Capacidade 50kg Sensibilidade 2.000 mV/V $\pm$ 10%

Fonte: Autor

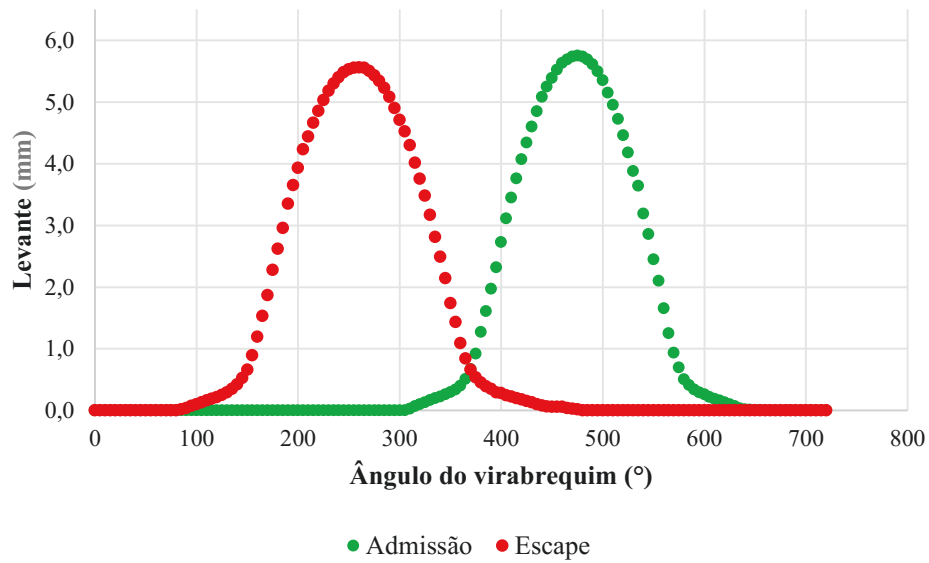
O motor utilizado para realização dos testes foi um motor de combustão interna de ignição por centelha monocilíndrico, possuía um sistema de injeção carburado original de fábrica, porém, para realização dos testes um sistema de injeção eletrônica foi adaptado. A Tabela 7 detalha as informações técnicas do motor, a Figura 30 detalha o levante de válvulas do motor em função do ângulo do virabrequim e a Figura 31 mostra a curva de fluxo de ar em função do levantamento da válvula de admissão. O cruzamento das válvulas de admissão e escape (overlap) ocorre com a abertura da válvula de admissão 50° antes do ponto morto superior (PMS) e fechamento da válvula de exaustão 110° após o PMS.

Tabela 7: Informação técnica do motor testado

Motor de combustão	Marca Honda / Modelo GX160 OHV
Potência líquida por rotação	4,8/3600 cv/rpm (Norma SAE J1349)
Torque líquido eixo	1,05/2500 kgf.m/rpm (Norma SAE J1349)
Número de cilindros	1
Cilindrada	163 cm³
Diâmetro x Curso	68 x 45 mm
Taxa de compressão	8,5:1
Lubrificação	Por salpico
Sistema de arrefecimento	Ar forçado
Válvulas por cilindro	2

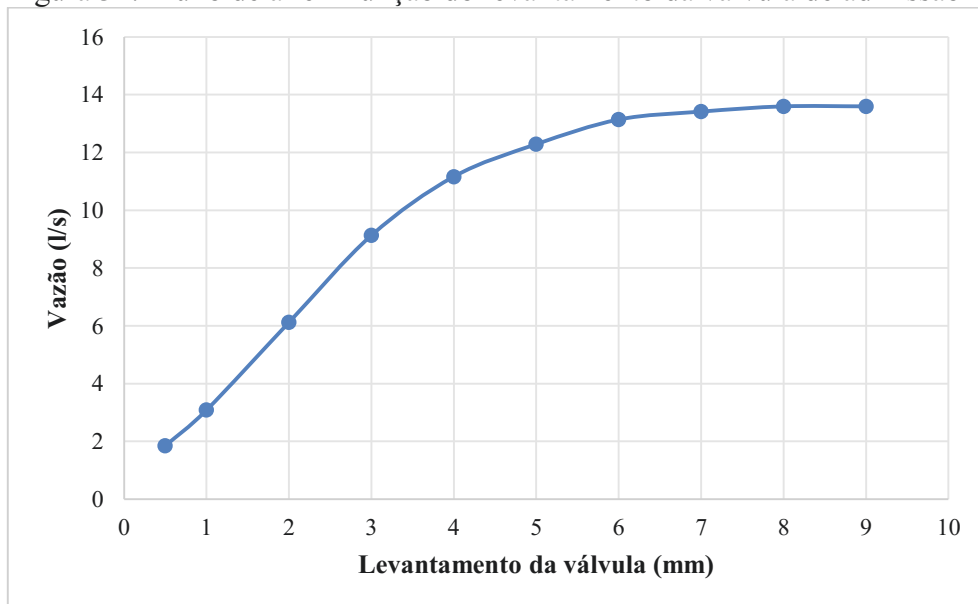
Fonte: Fabricante

Figura 30: Levante de válvulas do motor



Fonte: Instituto Mauá de Tecnologia

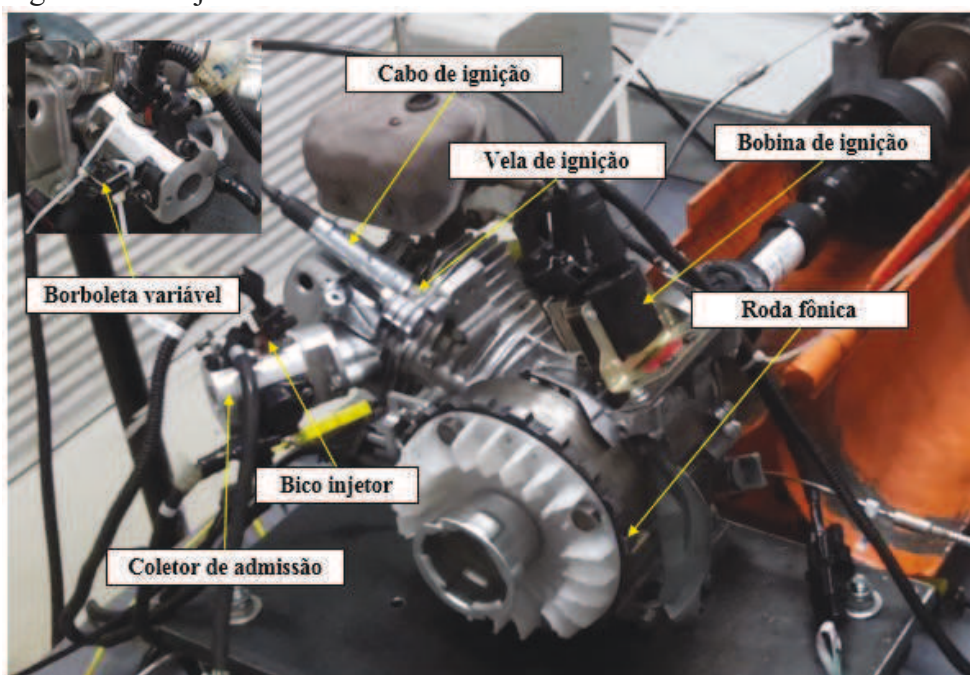
Figura 31: Fluxo de ar em função do levantamento da válvula de admissão



Fonte: Instituto Mauá de Tecnologia

O conjunto motor foi composto por uma bobina, cabo e vela de ignição, um coletor de admissão com um bico injetor instalado posicionado próximo à entrada de ar do cabeçote do motor, uma borboleta variável e uma roda fônica com um total de 19 dentes e 1 dente faltante. A Figura 32 mostra a composição do conjunto motor e a Tabela 8 detalha suas informações técnicas.

Figura 32: Conjunto motor



Fonte: Autor

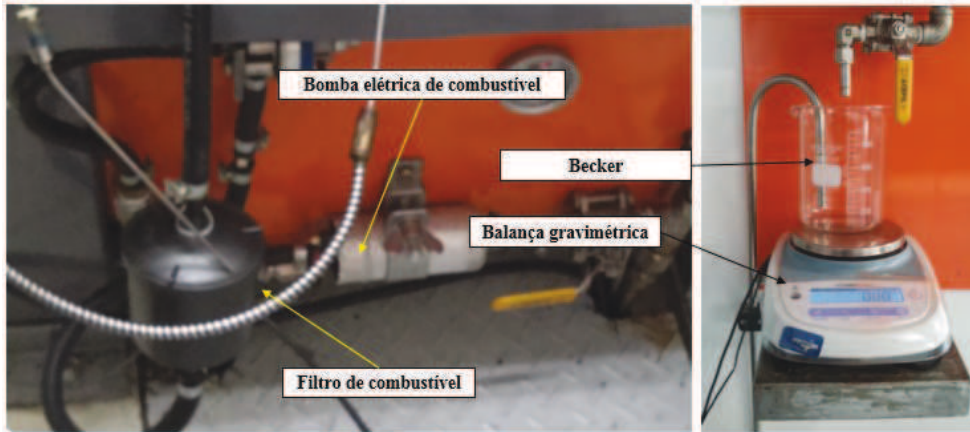
Tabela 8: Informação técnica dos componentes do conjunto motor

Componentes	Descrição
Coletor de admissão	Aço usinado / Perfil interno cilíndrico
Roda fônica	19 dentes / 1 dente faltante Ângulo entre os dentes 18°
Borboleta variável	Borboleta com retorno por mola
Bico Injetor	Marca Magneti Marelli Modelo IWP 176 / Vazão 141cm ³
Vela de Ignição	Marca NGK
Cabo de Ignição	Marca NGK / 5KΩ
Bobina de Ignição	Marca Bosch Modelo 9 220 087 034 / F 000 ZS 104

Fonte: Autor

A linha de injeção de combustível foi composta por um Becker sobre uma balança gravimétrica que estava posicionada à jusante do motor. Ambos estavam externos à sala de teste por motivos de segurança devido à necessidade de reabastecimento de combustível. O combustível foi deslocado do Becker por uma bomba elétrica operando a 3 bar de pressão, passando por um filtro até chegar ao bico injetor. A Figura 33 mostra os componentes da linha de injeção de combustível e a Tabela 9 detalha suas informações.

Figura 33: Componentes da linha de injeção de combustível



Fonte: Autor

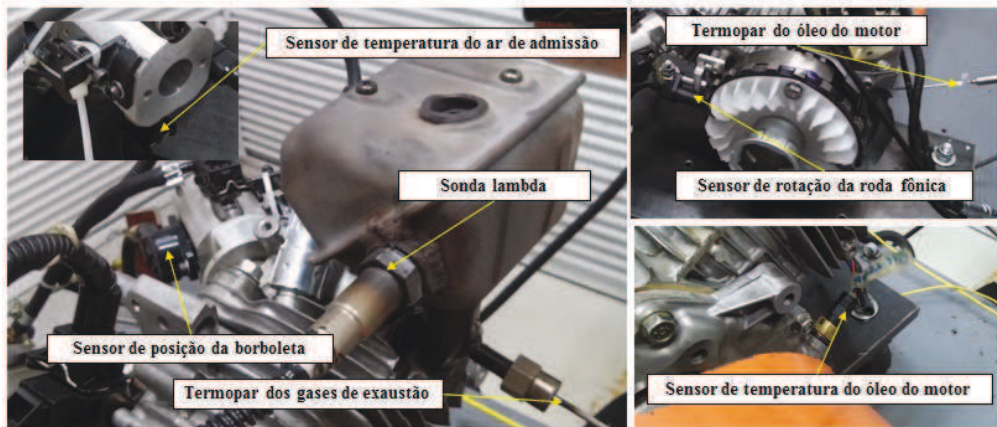
Tabela 9: Informação técnica dos componentes da linha de injeção de combustível

Componentes	Descrição
Bomba elétrica de combustível	Marca Delphi
Filtro de combustível	Marca FRAM / Modelo G5738
Balança gravimétrica	Weblabor / Resolução 0,01g
Copo Becker	Marca Deltex / Modelo 1.586-D Capacidade 1000ml / Resolução 50ml

Fonte: Autor

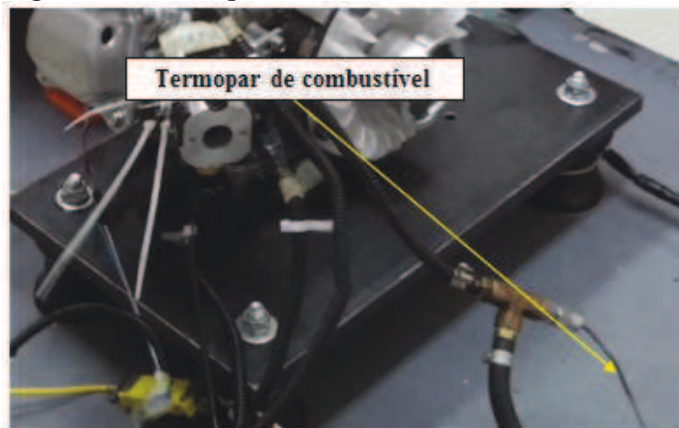
Foram instalados no conjunto motor um sensor de rotação Bosch modelo 0261210 para leitura da rotação da roda fônica e posição do virabrequim. Sensores de posição da borboleta Magneti Marelli modelo PF1C/00 e de temperatura do ar de admissão Delphi modelo WC 10079 foram instalados no coletor de admissão. Dois sensores de temperatura de óleo, sendo um Delphi modelo 801 e um termopar ECIL foram instalados no cárter do motor e uma sonda lambda foi instalada próximo ao final do coletor de exaustão. Dois termopares ECIL foram instalados sendo um na linha de injeção de combustível e outro no coletor de exaustão muito próximo à saída dos gases de exaustão da câmara de combustão. A Figura 34 e Figura 35 mostram os sensores e termopares instalados.

Figura 34: Sensores do conjunto motor



Fonte: Autor

Figura 35: Termopar de combustível



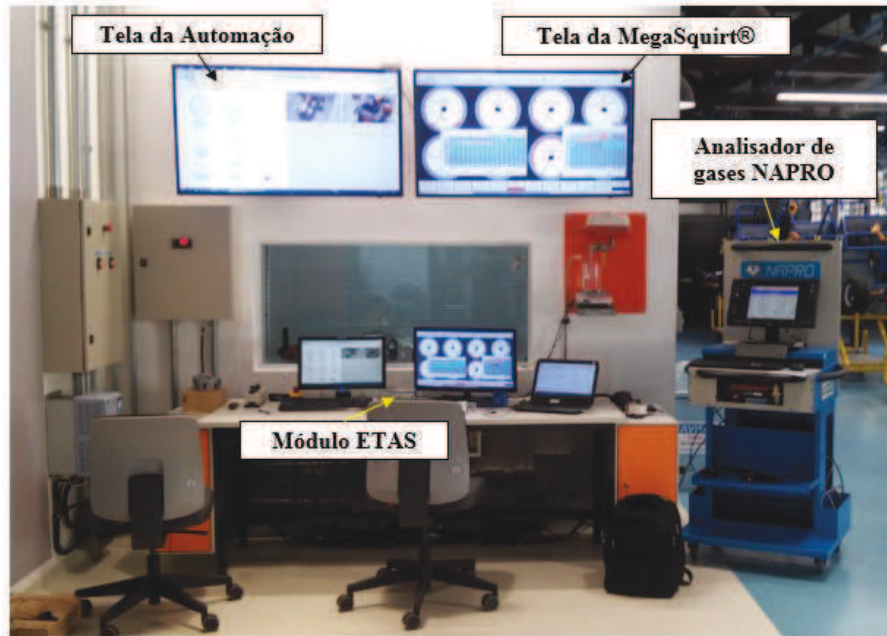
Fonte: Autor

3.2. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E CONTROLE DE INJEÇÃO

Para realizar a calibração da quantidade de combustível injetado e o avanço do ponto de ignição, foi utilizado o controlador de injeção eletrônico de combustível MegaSquirt®. Além da calibração, foi possível reproduzir em tempo real por meio de um computador dedicado ao controlador, a rotação do motor, a posição da borboleta, o avanço do ponto de ignição e outros parâmetros que não foram utilizados para o trabalho. Para realizar o controle da rotação do motor foi utilizado um programa desenvolvido em LabVIEW pelo Instituto Mauá de Tecnologia, neste trabalho este software será denominado como automação. Como a automação estava conectada à balança gravimétrica, foi possível aquisitar o consumo de combustível em tempo real. Além disso, pela automação foi possível aquisitar também o torque gerado pelo motor, a temperatura de combustível, do óleo do motor e dos gases de exaustão. A Figura 36

mostra o *layout* entre a automação, o controlador MegaSquirt®, o módulo medidor de lambda e o analisador de gases.

Figura 36: Layout entre automação e MegaSquirt®



Fonte: Autor

Como a medição da quantidade de oxigênio emitida pelos gases de exaustão foi realizada pela sonda lambda, um módulo medidor de lambda da marca ETAS LA4 Versão 2.4 foi utilizado para receber o sinal do sensor e mostrar qual era a razão ar/combustível real. Com a informação detalhada pelo módulo, foi possível variar a quantidade de combustível injetada na admissão e juntamente com o ajuste do avanço do ponto de ignição obter uma combustão estequiométrica. A Figura 37 mostra o módulo medidor de lambda.

Figura 37: Módulo medidor de lambda ETAS LA4 Versão 2.4



Fonte: Autor

O analisador de gases utilizado para o ensaio foi o NAPRO PC-MULTIGÁS que é um analisador de gás universal baseado no método de medição infravermelho e não dispersivo. A Figura 38 mostra o equipamento e a Tabela 10 detalha os seus dados técnicos.

Figura 38: Analisador de gases Napro PC-MULTIGÁS



Fonte: Autor

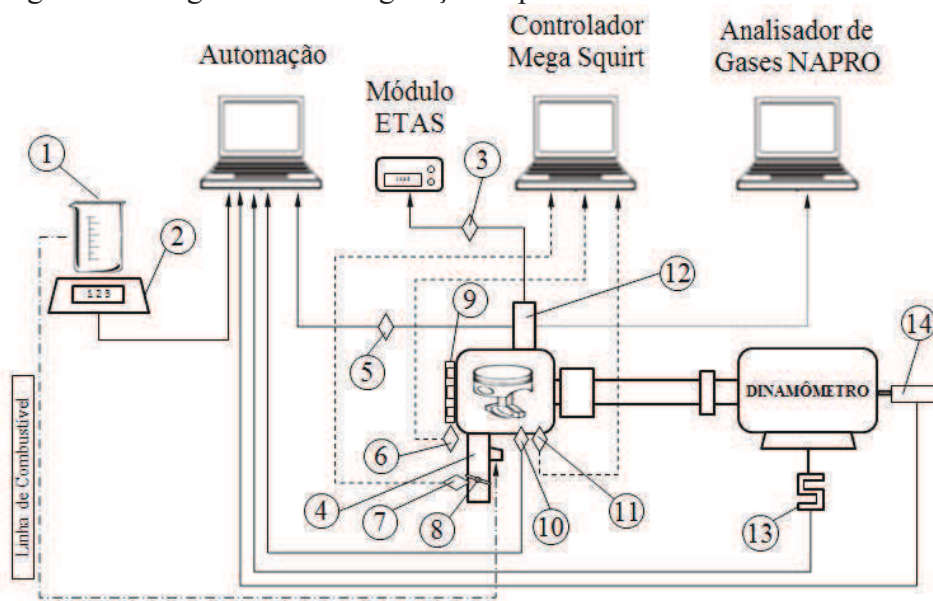
Tabela 10: Dados técnicos do analisador de gases

Parâmetro	Valor	Unidade
Alimentação	12 VDC ou 110/220 VAC – 60 Hz	-
O ₂	0 – 25	% volumétrica
CO	0 – 15	% volumétrica
CO ₂	0 – 20	% volumétrica
HC	0 – 20000	ppm Hexano (ou Propano)
NO _x	0 – 5000	ppm

Fonte: Ficha Técnica Napro

A Figura 39 mostra um diagrama com os sistemas de medição utilizados e as ligações entre eles.

Figura 39: Diagrama da configuração experimental



Legenda

- | | |
|----------------------------------|---|
| 1 Becker | 8 Borboleta |
| 2 Balança gravimétrica | 9 Roda fônica |
| 3 Sonda Lambda | 10 Termopar da temperatura do óleo do motor |
| 4 Pórtico de admissão do motor | 11 Sensor da temperatura do óleo do motor |
| 5 Termopar dos gases de exaustão | 12 Pórtico de exaustão do motor |
| 6 Sensor de rotação do motor | 13 Célula de carga |
| 7 Sensor de posição da borboleta | 14 Encoder |

Fonte: Autor

3.3 PROCEDIMENTOS ANTES DA EXECUÇÃO DOS TESTES E CALIBRAÇÃO

A seguir serão detalhados os procedimentos realizados antes da realização dos testes para determinação da razão ar combustível, caracterização de combustível, determinação da taxa de compressão e para as calibrações e verificações da célula de carga, avanço de ignição, consumo de combustível, posição da borboleta e do analisador de gases.

3.3.1 Procedimento para determinação da razão ar combustível

De acordo com Bem (2008) a razão ar/combustível teórica pode ser calculada utilizando a equação 21:

$$\text{Razão} \frac{\text{ar}}{\text{combustível}} \left(\frac{\text{A}}{\text{C}} \right) = 0,0896\text{g: 1} \quad (21)$$

Sendo:

g = grau em INPM do etanol anidro utilizado como base para mistura dos combustíveis.

Como o grau INPM é em fração mássica, para utilização da equação proposta por Bem (2008) foi necessário converter a porcentagem volumétrica do etanol anidro em porcentagem mássica. Para tanto foram consideradas as seguintes condições de contorno:

- a) O etanol anidro combustível para testes de emissões contém mínimo 99,6% de teor alcoólico em volume. Segundo a resolução ANP N° 19/2015, a porcentagem mínima em massa do teor alcoólico do etanol anidro é 99,3%;
- b) Máximo teor de água no etanol anidro igual a 0,4% em volume;
- c) Massa específica da água igual a 1g/cm^3 ;
- d) Massa específica do etanol anidro igual a $0,79016\text{g/cm}^3$, conforme medição realizada em laboratório;
- e) Volume base para cálculo igual a 1 litro de mistura.

Assim, para o cálculo foi utilizada a equação 22.

$$g = \left(\frac{\text{TaEA} \cdot \text{VEA} \cdot \rho_{\text{EA}}}{\text{TaEA} \cdot \text{VEA} \cdot \rho_{\text{EA}} + 0,004 \cdot \text{VEA} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} + \text{VH}_2\text{O}} \right) \cdot 100 \quad (22)$$

TaEA = Teor alcoólico em % do etanol anidro segundo a resolução ANP 19/2015

VEA = Volume em ml do etanol anidro na mistura de um litro de combustível

VH₂O = Volume em ml de água na mistura de um litro de combustível

ρ_{EA} = Massa específica do etanol anidro em g/cm^3

$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ = Massa específica da água em g/cm^3

O grau INPM do combustível E100/W0 calculado é 99,49%. Os resultados dos demais combustíveis estão demonstrados na Tabela 11.

Tabela 11: Razão ar / combustível teórica dos combustíveis

Combustível	g	A / C
E100/W0	99,49%	8,91:1
E90/W10	87,24%	7,81:1
E80/W20	75,60%	6,77:1
E70/W30	64,53%	5,78:1
E60/W40	53,99%	4,83:1
E50/W50	43,94%	3,93:1

Fonte: Autor

3.3.2 Procedimento para caracterização de combustível

Algumas propriedades dos combustíveis foram caracterizadas em laboratório, no intuito de que os resultados da caracterização pudessem contribuir para o melhor entendimento dos impactos de cada combustível no desempenho e emissões do motor.

Para a caracterização dos combustíveis foram coletadas amostras de etanol anidro e da água destilada, ambas do mesmo lote utilizado para realização dos testes do motor. A Tabela 12 e Tabela 13 detalham algumas propriedades destas amostras.

Tabela 12: Etanol anidro utilizado para caracterização e testes do motor

Teor alcoólico	99,86 % em volume
Massa específica a 20°	790 kg/m ³
Lote	516

Fonte: Certificado de análise MP: 006.01.002 – Instituto Mauá de Tecnologia

Tabela 13: Água destilada utilizada para caracterização e testes do motor

Ponto de ebulição	98°-100°C
Ponto de congelamento	0°C
Massa específica	1,00 g/ml
pH	5-7

Fonte: Especificação do produto código 220 - Dinâmica

A caracterização dos combustíveis foi realizada em laboratório com temperatura ambiente 20,1°C, a diluição de combustível foi iniciada da menor concentração (E50/W50) para a maior concentração (E100/W0), este procedimento foi adotado para evitar contaminação e também para poder utilizar uma mesma proveta para realizar todas as dosagens. As dosagens foram realizadas considerando um volume máximo de combustível igual a 50ml, assim, para a

mistura E100/W0, 50ml de etanol anidro foi dosado na bureta, para a mistura E90/W10, 45ml de etanol anidro e 5ml de água destilada foram dosados pela bureta, após a dosagem pela bureta, os combustíveis foram acondicionadas em um copo Becker. A Tabela 14 detalha as proporções volumétricas para os demais combustíveis.

Tabela 14: Dosagem de combustível para caracterização

Combustíveis	Volume de etanol anidro dosado (ml)	Volume de água destilada dosada (ml)
E100/W0	50	0
E90/W10	45	5
E80/W20	40	10
E70/W30	35	15
E60/W40	30	20
E50/W50	25	25

Fonte: Autor

Os equipamentos utilizados para a realização da caracterização dos combustíveis estão detalhados na Tabela 15.

Tabela 15: Equipamentos utilizados para a caracterização dos combustíveis

Equipamento	Capacidade	Incerteza
Proveta	50 ml	0,5 ml
Becker	100 ml	10 ml
Densímetro DMA 4500	Massa específica: 0 g/cm ³ à 3g/cm ³ Temperatura: 0°C à 100°C Pressão: até 10 bar	Massa específica: 0,00005 g/cm ³ Temperatura: 0,03°C
Calorímetro	Temperatura de trabalho: 20 à 25°C Faixa de trabalho: 40.000 J	Reprodutibilidade dinâmica (1g de ácido benzoico NBS 39i): 0,1 % RSD Reprodutibilidade isoperibol (1g de ácido benzoico NBS 39i): 0,05 % RSD

Fonte: Autor

A Tabela 16 detalha as propriedades medidas, os métodos utilizados e os resultados encontrados.

Tabela 16: Propriedades dos combustíveis

Misturas Combustíveis	Massa específica (g/cm³) ASTM 4052	Poder calorífico superior (J/g) Bomba calorimétrica ASTM D4809		Teor de álcool em volume (%v/v) Volumétrico Karl Fischer NBR 15531
		Massa da amostra (g)	Poder calorífico (J/g)	
E100/W0	0,79016	Não foi possível realizar a medição destes combustíveis		99,82
E90/W10	0,82952			89,9
E80/W20	0,85843	0,9920	21.268	80,3
E70/W30	0,88665	0,9978	17.654	69,56
E60/W40	0,90983	1,0001	14.767	59,68
E50/W50	0,93049	0,9836	11.780	49,82

Fonte: Autor / Testes realizados no Centro de Laboratório Químico da FEI

Como não foi possível medir o poder calorífico superior dos combustíveis E100/W0 e E90/W10, o valor do poder calorífico inferior do etanol anidro foi obtido pela literatura e segundo Ambrós et al. (2015) é igual a 26,9MJ/kg.

O poder calorífico inferior pode ser calculado segundo Bem (2008) de acordo com a equação 23:

$$PCI = PCS - \left(\frac{g+575}{575} \right) \cdot h_{vH_2O} \quad (23)$$

Sendo que:

PCI = Poder calorífico inferior (MJ/kg)

PCS = Poder calorífico superior (MJ/kg)

g = Grau em INPM do etanol anidro utilizado como base para mistura dos combustíveis.

h_{vH_2O} = Entalpia de vaporização da água em (MJ/kg).

Considerando a temperatura do ensaio 25°C e pressão 1 atm, o valor da entalpia de vaporização da água é 2442,30 kJ/kg de acordo com Sonntag, Borgnakke e Wylen (2003).

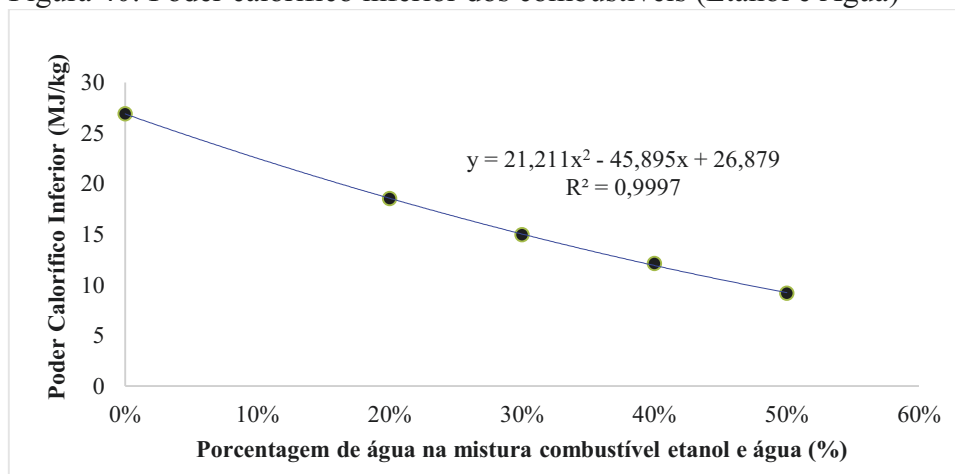
O valor do PCI do combustível E80/W20 é 18,51 MJ/kg, e o valor do PCI dos demais combustíveis podem ser verificados na Tabela 17 a curva pode ser verificada na Figura 40.

Tabela 17: PCI dos combustíveis

Combustível	g (%)	PCS J/g	PCS MJ/kg	PCI MJ/kg
E100/W0	99,49	-	-	26,9
E90/W10	87,24	-	-	-
E80/W20	75,60	21268	21,268	18,50719
E70/W30	64,53	17654	17,654	14,94017
E60/W40	53,99	14767	14,767	12,09789
E50/W50	43,94	11780	11,780	9,153542

Fonte: Autor

Figura 40: Poder calorífico inferior dos combustíveis (Etanol e Água)



Fonte: Autor

Para calcular o PCI do combustível E90/W10, a equação resultante da curva do poder calorífico foi utilizada, então:

$$PCI_{E90/W10} = 21,211 \cdot 0,1^2 - 45,895 \cdot 0,1 + 26,879 = 22,50161 \text{ MJ/kg}$$

Atualizando a Tabela 17 com o valor do PCI do combustível E90/W10 temos a Tabela 18 completa.

Tabela 18: PCI dos combustíveis - completa

Combustível	g (%)	PCS J/g	PCS MJ/kg	PCI MJ/kg
E100/W0	99,49	-	-	26,9
E90/W10	87,24	-	-	22,50161
E80/W20	75,60	21268	21,268	18,50719
E70/W30	64,53	17654	17,654	14,94017
E60/W40	53,99	14767	14,767	12,09789
E50/W50	43,94	11780	11,780	9,153542

Fonte: Autor

3.3.3 Procedimento para determinação da taxa de compressão

A taxa de compressão foi determinada seguindo os procedimentos a seguir.

3.3.3.1 Determinação do volume da cavidade do cabeçote e junta

A medição do volume da cavidade do cabeçote e do volume da junta foi realizado utilizando uma bureta de vidro com capacidade de 50ml e incerteza 0,1ml e uma placa de acrílico de espessura 2,5mm com cinco furos, sendo quatro furos para fixação no cabeçote e um furo de diâmetro 5mm para injeção da água destilada.

O cabeçote foi montado com a vela de ignição e com as válvulas de admissão e escape, após isso, a junta foi montada, e em seguida a placa de acrílico foi fixada com os quatro parafusos.

A bureta foi montada em um suporte e o motor foi apoiado na base deste mesmo suporte, a bureta foi preenchida com a água destilada até a medida de 22ml, após o preenchimento da bureta, a água foi injetada dentro da cavidade do cabeçote observando se havia bolhas e vazamentos. A Figura 41 mostra o método de medição e a Tabela 19 detalha os valores medidos.

Figura 41: Método para medição do volume da cavidade do cabeçote e junta



Fonte: Autor

Tabela 19: Medição do volume da cavidade do cabeçote e junta

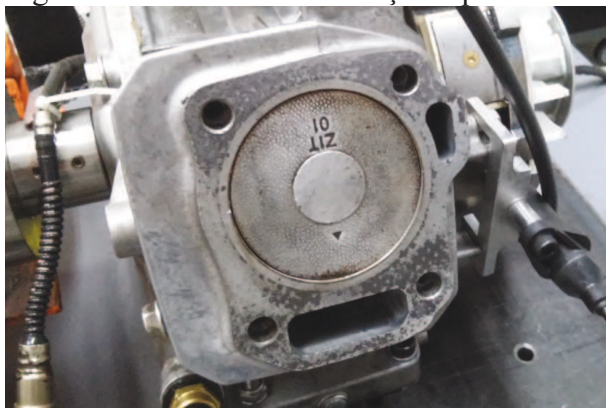
Medição	Volume de água inicial na bureta (ml)	Volume de água final na bureta (ml)	Volume da cavidade do cabeçote e junta (ml)
Medição 1	22	45,4	23,4
Medição 2	22,1	45,9	23,9
Medição 3	22	45,8	23,8
Volume médio:			23,7ml

Fonte: Autor

3.3.3.2 Determinação do volume da cabeça do pistão

A cabeça do pistão possui uma geometria com um círculo no centro de diâmetro 25,50mm e altura de 0,50mm, a Figura 42 mostra esta geometria. A face deste círculo tangencia a face do bloco do motor, sendo assim, foi medido o volume produzido pela coroa circular que em relação ao círculo está em baixo relevo. O diâmetro do círculo e sua altura foram medidos por meio de um paquímetro analógico de capacidade de leitura 150mm e resolução 0,05mm, foram realizadas três medições das duas características.

Figura 42: Geometria da cabeça do pistão



Fonte: Autor

Para o cálculo do volume da cabeça do pistão, foi utilizada a equação 24:

$$V_{cp} = \pi \cdot \frac{D_{intc}^2 - D_{ccp}^2}{4} \cdot h_{ccp} \quad (24)$$

D_{intc} = Diâmetro interno do cilindro

D_{ccp} = Diâmetro do círculo da cabeça do pistão

h_{ccp} = Altura do círculo da cabeça do pistão

Da Tabela 20, tem-se o valor do diâmetro interno do cilindro igual a 67,88mm, resultando no volume da cabeça do pistão de 1.554,08mm³ (1,55408cm³).

3.3.3.3 Determinação do volume deslocado pelo pistão

O diâmetro interno do cilindro e o curso do pistão do motor foram medidos por meio de um paquímetro analógico com capacidade de leitura 150mm e resolução 0,05mm. Como a cabeça do pistão possui um círculo no centro de altura 0,50mm, esta altura precisa ser subtraída da altura da face do bloco do motor à face da cabeça do pistão. A Tabela 20 detalha os dimensionais realizados.

Tabela 20: Dimensional do diâmetro interno do cilindro e deslocamento do pistão

Medição	Diâmetro interno do cilindro (mm)	Curso do pistão (mm)		
		Altura do círculo na cabeça do pistão (mm)	Altura da face do bloco à face da cabeça do pistão (mm)	Curso real do pistão (mm)
Medição 1	67,90	0,50	45,50	45,00
Medição 2	67,85	0,50	45,45	44,95
Medição 3	67,90	0,50	45,50	45,00
Média:	67,88	0,50	45,48	44,98

Fonte: Autor

O volume deslocado pelo deslocamento do pistão é 162,78cm³.

3.3.3.4 Determinação do volume morto

Sendo o volume mililitro (ml) equivalente ao volume cm³, tem-se o volume da cavidade do cabeçote e junta 23,7ml = 23,7cm³. Por meio da equação 25, é possível encontrar o valor do volume morto.

$$V_m = V_{cp} + V_{ccj} \quad (25)$$

$$V_m = 1,55408 + 23,7 = 25,25408\text{cm}^3$$

V_m = volume morto

V_{cp} = Volume da cabeça do pistão

V_{ccj} = Volume da cavidade do cabeçote e junta

3.3.3.5 Determinação da taxa de compressão do motor

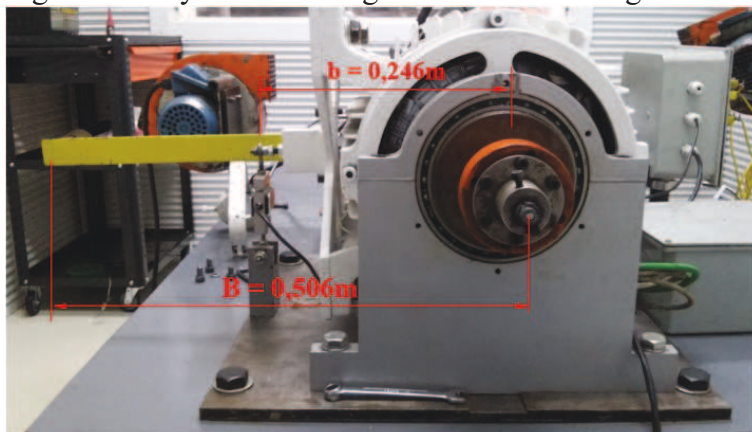
A taxa de compressão do motor calculada é 7,44:1.

3.3.4 Procedimento para calibração da célula de carga

A célula de carga foi instalada na bancada dinamométrica a uma distância “b” igual a 0,246m em relação ao centro do eixo de giro do motor elétrico. Um braço auxiliar “B” foi

instalado no motor elétrico com sua extremidade distante em 0,506m em relação ao eixo de giro do motor, este layout pode ser visto pela Figura 43.

Figura 43: Layout de montagem da célula de carga



Fonte: Autor

Para calibração, foram utilizados 6 pesos padrões de 1kg cada. Ao colocar o peso padrão sobre o braço B, a célula de carga variou sua tensão (V), esta tensão foi inserida na automação. Também foram calculados a força de reação na célula de carga conforme equação 26 e o torque resultante conforme equação 27.

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{B}{b} \quad (26)$$

F_1 = Força exercida pelo peso padrão

F_2 = Força de reação da célula de carga

$$T_c = F_2 \cdot b \quad (27)$$

T_c = Torque resultante pela força de reação da célula de carga

A Tabela 21 detalha todos os resultados em função dos pesos padrões.

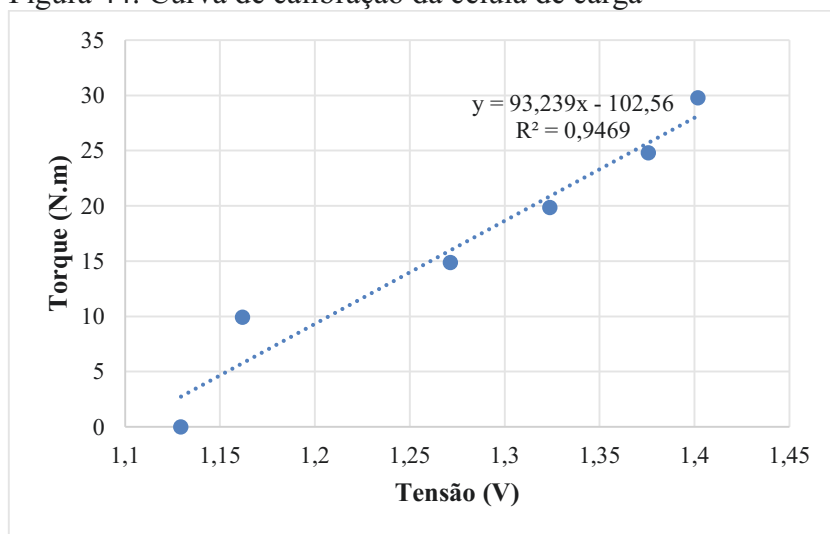
Tabela 21: Força de reação e torque da célula de carga

Peso Padrão (kg)	Tensão na célula de carga (V)	Força de Reação na Célula de Carga		Torque resultante na célula de carga	
		(kgf)	(N)	kgf.m	N.m
0	1,1294	0	0	0	0
2	1,1619	4,113821	40,35659	1,01	9,93
3	1,2715	6,170732	60,53488	1,52	14,89
4	1,3239	8,227642	80,71317	2,02	19,86
5	1,3758	10,28455	100,8915	2,53	24,82
6	1,4019	12,34146	121,0698	3,04	29,78

Fonte: Autor

Além da tensão resultante na célula de carga, optou-se por inserir na automação o valor correspondente do torque resultante em N.m devido à necessidade do trabalho, porém este valor inserido poderia ser também o valor da força em kgf ou N, ou do torque em kgf.m. A Figura 44 mostra a curva de calibração da célula de carga.

Figura 44: Curva de calibração da célula de carga



Fonte: Autor

Cada valor de torque mostrado pela automação durante os testes correspondia à média de 15 revoluções do motor, ou seja, a cada 15 rotações do motor, um torque era mostrado pela automação. Isso possibilitou verificar como a variação do torque ocorreu durante o tempo de realização de cada teste.

3.3.5 Procedimento para calibração do avanço de ignição

A calibração do avanço de ignição é uma contribuição fundamental para que o motor possa extrair o máximo de energia que o combustível oferece. Para que o controlador MegaSquirt® pudesse controlar corretamente o tempo de centelha, foi indicado o correto PMS do motor na fase de compressão. Para tanto, a vela de ignição foi desmontada do cabeçote do motor, e com a utilização da haste do paquímetro de capacidade de 150mm e resolução de 0,05mm, foi possível medir e correlacionar o PMS com a posição do dente da roda fônica. Ao medir a altura entre a face do furo no qual estava montada a vela de ignição e a cabeça do pistão foi verificada a menor altura indicada pelo paquímetro, esta significava que o pistão havia atingido seu máximo deslocamento, ou seja, seu PMS.

Esta medição foi realizada por três vezes observando em qual posição da roda fônica o sensor de rotação ficava alinhado, após a terceira verificação, um traço foi marcado no topo do volante, este traço quando estava na posição de topo do volante indicava que a posição da roda fônica a qual o sensor de rotação estava realizando a leitura representava a posição de PMS do motor.

A vela foi montada novamente, o motor foi ligado, e foi verificado por uma lâmpada de ponto estroboscópica o ângulo de defasagem entre a centelha dada pela vela de ignição e a posição PMS do motor, sendo portanto ajustada a defasagem encontrada pelo controlador MegaSquirt®.

Para validação da calibração do avanço de ignição, um teste foi realizado avançando no controlador MegaSquirt® o ponto de ignição para 40° antes do PMS, este avanço foi verificado e confirmado pela lâmpada de ponto estroboscópica. A Figura 45 mostra a lâmpada de ponto estroboscópica utilizada e a Tabela 22 detalha as suas especificações técnicas.

Figura 45: Lâmpada de ponto estroboscópica



Fonte: Autor

Tabela 22: Especificação técnica da lâmpada de ponto estroboscópica

Lâmpada de ponto estroboscópica	Marca Eletrotécnica Sacch / Modelo LPD-M8
Tensão de Alimentação	10,0 a 18,0 volts
Rotação	Máximo 7000 rpm / Resolução 10 rpm
Ângulo de Avanço	0° a 90° / Resolução 1°

Fonte: Manual de operações Eletrotécnica Sacch

3.3.6 Procedimento para validação da leitura de consumo de combustível da automação

O combustível foi acondicionado em um copo Becker que estava apoiado sobre uma balança gravimétrica. A leitura da variação do consumo de combustível foi realizada pela automação, esta recebeu as informações da balança gravimétrica e mostrou o consumo em g/s. Para validação do consumo de combustível foi calculada a vazão mássica do combustível indicada pela balança gravimétrica e compará-la com o valor indicado pela automação. Para calcular a vazão mássica de combustível, foi utilizado um cronômetro para medir o tempo em que aproximadamente 10g de combustível fossem consumidas. A medição foi realizada utilizando o etanol anidro como combustível e uma calibração qualquer que mantivesse o motor em pleno funcionamento sem falhas, a Tabela 23 detalha os valores das vazões medidas na balança gravimétrica comparando-as com a leitura realizada pela automação.

Tabela 23: Validação da leitura de consumo do software da automação

Sequência da Medição	Balança Gravimétrica				Vazão indicada pelo Software (g/s)	Variação (g/s)
	Massa (g)			Tempo (s)		
	Inicial	Final	Consumida			
1	327,02	317,1	9,92	42,49	0,233	0,0070
2	306,00	296,12	9,88	39,37	0,251	0,0210
3	277,48	267,79	9,69	39,75	0,244	0,0140

Fonte: Autor

Como a variação em g/s foi muito baixa em relação ao valor nominal medido, a aquisição dos dados de consumo em g/s será realizada por meio da automação.

3.3.7 Procedimento para calibração da posição da borboleta

A borboleta foi posicionada totalmente aberta (termo comumente utilizado WOT – Wide Open Throttle) para que o motor pudesse operar em plena carga. Foi parametrizado o controlador MegaSquirt® com a leitura feita pelo sensor de posição da borboleta, assim, para

realizar a calibração, foi clicado em “Tools / Calibrate TPS / Full throttle ADC count / Get current e Accept”. Seguindo este fluxo, a calibração da posição da borboleta foi realizada.

3.3.8 Procedimento para verificação do analisador de gases

A verificação do analisador de gases foi realizada utilizando um gás comprimido da marca White Martins com N-Hexano, Dióxido de Carbono, Monóxido de Carbono e Nitrogênio. A relação entre o gás CO₂/CO dada pelo certificado da White Martins foi igual a 4,958, esta relação foi encontrada pela medição de duas amostras com o analisador obtendo erro menor 0,1%. A leitura do ar ambiente mostrou um erro máximo de 0,1% para o O₂.

3.4. TESTES

3.4.1 Procedimento de verificação de segurança

Os componentes periféricos do motor, os componentes da bancada dinamométrica, os sensores e os fluidos foram verificados antes da realização dos testes. Esta verificação consistiu em efetuar uma inspeção visual da condição estrutural de cada componente e uma inspeção do seu funcionamento, no intuito de prevenir quaisquer potenciais problemas bem como evitar riscos de segurança aos responsáveis pela condução da experimentação. Os elementos que foram verificados foram:

- a) Pistão, Rotor, Válvulas e folga de válvula, Molas de retorno das válvulas, Cabeçote do motor, Junta do cabeçote do motor, Elementos de fixação, Agulhas do motor, Mangueiras.
- b) Vela de ignição, bico injetor, bobina de ignição, cabo de ignição.
- c) Nível e vazamento do óleo do motor e engraxamento do cardan.
- d) Funcionamento dos sensores, dos termopares, do sistema de aquisição de dados e de controle e motor.

3.4.2 Procedimento para preparação dos combustíveis

Os combustíveis foram preparados utilizando como combustível base o etanol anidro conforme ANP N° 19/2015 (Comumente conhecido como etanol para testes de emissões) e

proporções de água destilada. As misturas entre etanol anidro e água destilada foram preparadas em temperatura ambiente. Foram utilizados um copo Becker com capacidade de 1000ml com resolução 50ml e uma proveta com capacidade de 50ml e resolução de 1ml para dosagem do etanol anidro e água destilada respectivamente. A variação definida para a dosagem da água destilada foi $\pm 1\text{ml}$, já para o etanol, o traço do copo Becker foi utilizado como referência, porém para validar a utilização do traço do copo Becker, a balança gravimétrica foi zerada com a tara do copo Becker e preenchida com etanol anidro até o líquido corresponder ao traço de 900ml do copo. O valor indicado pela balança foi 711,63g, este valor foi comparado com o valor teórico 711,144g que corresponde ao produto da massa específica medida do etanol anidro $0,79016\text{g/cm}^3$ e volume de 900ml, a variação encontrada foi menor que 0,1% que para o trabalho foi considerada aceitável. A Figura 46 mostra o valor indicado pela balança preenchida com etanol anidro até o traço de 900ml do copo Becker.

Figura 46: Copo Becker preenchido com 900ml de etanol anidro



Fonte: Autor

O volume de 1 litro foi considerado para realização das misturas entre os reagentes, e a proporção de cada reagente pode ser verificado na Tabela 24.

Tabela 24: Quantidade de reagente para mistura combustível de 1 litro

Mistura Combustível	Etanol Anidro			Água Destilada		
	(ml)	(%v/v)	Possível variação	(ml)	(%v/v)	Possível variação $\pm 1 \text{ ml}^2$
E100/W0	1000	100%	Conforme traço do copo Becker	0	0%	0,00
E90/W10	900	90%		100	10%	98 – 102
E80/W20	800	80%		200	20%	196 – 204
E70/W30	700	70%		300	30%	294 – 306
E60/W40	600	60%		400	40%	392 – 408
E50/W50	500	50%		500	50%	490 – 510

Fonte: Autor

²Como a capacidade da proveta era 50ml, a variação pôde ter correspondido ao número de vezes de preenchimento necessário para completar o volume de água destilada.

3.4.3 Procedimento para parametrização do controlador megasquirt®

Antes da realização de cada teste, o controlador MegaSquirt® foi parametrizado. Para cada combustível testado o valor da razão estequiométrica foi alterado conforme Tabela 25. Como o objetivo foi obter o maior torque com mistura combustível estequiométrica, o valor do lambda foi mantido no controlado MegaSquirt® igual a 1. A calibração da injeção de combustível e o avanço do ponto de ignição foram alterados em função de cada combustível testado, isto devido à diferente razão estequiométrica entre eles, bem como ao possível aumento da eficiência volumétrica.

Tabela 25: Razão ar / combustível dos combustíveis

Combustível	Razão Ar/Combustível
E100/W0	8,91:1
E90/W10	7,81:1
E80/W20	6,77:1
E70/W30	5,78:1
E60/W40	4,83:1
E50/W50	3,93:1

Fonte: Autor

3.4.4 Realização dos testes com taxa de compressão original de fábrica

3.4.4.1 Método para realização dos testes

O método para realização dos testes foi de acordo com a sequência detalhada a seguir:

- a) O motor operou com a borboleta em plena carga (WOT), ou seja, 100% aberta;
- b) Os testes iniciaram-se da maior rotação 4000rpm para a menor rotação 2000rpm. A rotação 2000rpm foi escolhida devido o motor possuir segundo a especificação do fabricante a rotação de marcha lenta a 1500rpm e também porque o motor sendo dedicado a operar com gasolina, quando operando com baixas rotações com etanol e água poderia haver potenciais problemas de ignição. A rotação 4000rpm foi escolhida devido ser uma rotação em que a curva de torque poderia apresentar queda. A escolha por iniciar os testes da maior para a menor rotação foi escolhida para que a aquisição dos dados dos testes nesta rotação fosse realizada com o motor operando em elevada temperatura, similarmente ao que poderia ocorrer com o motor na condição de trabalho;
- c) As rotações foram variadas em 500rpm;
- d) O teste iniciou-se utilizando o combustível E100/W0 e terminou utilizando o E50/W50;
- e) Cada teste foi realizado por 3 minutos a partir do momento em que a temperatura dos gases de exaustão tornaram-se estáveis dentro de uma tolerância de $\pm 10^{\circ}\text{C}$.
- f) Três medições foram realizadas a cada teste, sendo uma medição a cada 1 minuto aproximadamente;
- g) Cada teste foi repetido por 2 vezes, sendo que a repetição ocorreu antes da troca do combustível.

Alguns trabalhos já realizados para experimentação de motores de combustão interna de ignição por centelha ou de motores de ignição por compressão definiram em seus procedimentos experimentais a quantidade de ciclos necessários para levantamento do valor médio de alguns parâmetros. Catapano et al. (2015) avaliaram os efeitos do combustível etanol em um motor de ignição por centelha e definiu que a pressão interna do cilindro e a taxa de liberação de calor fossem avaliadas com base em uma média de 400 ciclos. Diferentemente, Geng, Zhang e Yang (2015) e Rakopoulos, Michos e Giakoumis (2008) utilizaram apenas a

média de 100 ciclos consecutivos para a medição da pressão interna do cilindro justificando como suficiente para diminuir a influência das variações cíclicas. Já Lanzasova, Nora e Zhao (2016) adotaram para seu procedimento de ensaio que os resultados fossem a média de 300 ciclos consecutivos.

Para que o ensaio proceda corretamente quanto à aquisição de dados, o motor deve ser mantido em funcionamento até atingir sua estabilidade. Geng, Zhang e Yang (2015) e Fayyazbakhsh e Pirouzfard (2016) mantiveram o motor funcionando por alguns minutos até que a temperatura do óleo, da água de resfriamento e a temperatura dos gases de exaustão alcançassem valores estáveis. Li, Liu e Wang (2016) e Pourkhesalian, Shamekhi e Salimi (2010) realizaram o experimento após o motor funcionar por algum tempo até alcançar o estado estável de operação, porém não detalharam quais os critérios para a estabilidade. Já Murcak et al. (2015), que avaliaram os efeitos do tempo de injeção do combustível etanol em um motor diesel, realizaram as medições dos ensaios somente após a estabilização da temperatura dos gases de exaustão.

Além da estabilidade do funcionamento do motor, outros procedimentos são levados em consideração para redução das incertezas de medições experimentais. Geng, Zhang e Yang (2015) mediram a temperatura de exaustão, consumo de combustível e emissão de material particulado por 3 minutos, repetindo os testes no mínimo duas vezes objetivando incertezas de medição abaixo de 5%, enquanto Fayyazbakhsh e Pirouzfard (2016) procederam de forma mais duradoura comparada com Geng, Zhang e Yang (2015), pois, na experimentação de um motor diesel, todos os testes foram realizados 3 vezes e o período de cada amostragem foi de 10 minutos.

3.4.4.2 Procedimento para obtenção do maior torque por rotação

Para que o motor obtivesse o maior torque por rotação operando em condição de combustão estequiométrica, o avanço do ponto de ignição e a quantidade de injeção de combustível foram ajustados, utilizando o controlador MegaSquirt®. O mapeamento do melhor avanço do ponto de ignição e combustão estequiométrica foi realizado conforme as seguintes etapas:

- a) Estabilização da temperatura dos gases de exaustão;
- b) Ajustagem da injeção de combustível até que a indicação pelo módulo medidor do fator lambda fosse $1,000 \pm 0,015$ (0,985 – 1,015);

- c) Anotação do torque, da temperatura dos gases de exaustão e do óleo do motor.
- d) Ajustagem do avanço do ponto de ignição para que o torque fosse maximizado, o valor do avanço foi mais ou menos avançado em relação ao PMS;
- e) Anotação do novo torque e do fator lambda;
- f) Ajustagem da injeção do combustível para que o fator lambda se mantivesse igual a 1 caso o mesmo tivesse sido alterado em função do ajuste do avanço do ponto de ignição;
- g) Anotação do novo torque;
- h) Por tentativas, foi repetido o número 4 e 7 até obtenção do maior torque e fator lambda igual a 1, ambos concomitantemente.

Galloni et al. (2016) analisaram a influência do avanço da ignição no desempenho do motor, mantendo a abertura da borboleta constante, e definiu como procedimento de experimentação a mistura estequiométrica para operação do motor, assim verificou-se somente variações do ótimo avanço da ignição de acordo com a composição de cada combustível ensaiado.

3.4.4.3 Dados para serem aqisitados

Para cada teste realizado, os seguintes parâmetros operacionais do motor foram aqisitados:

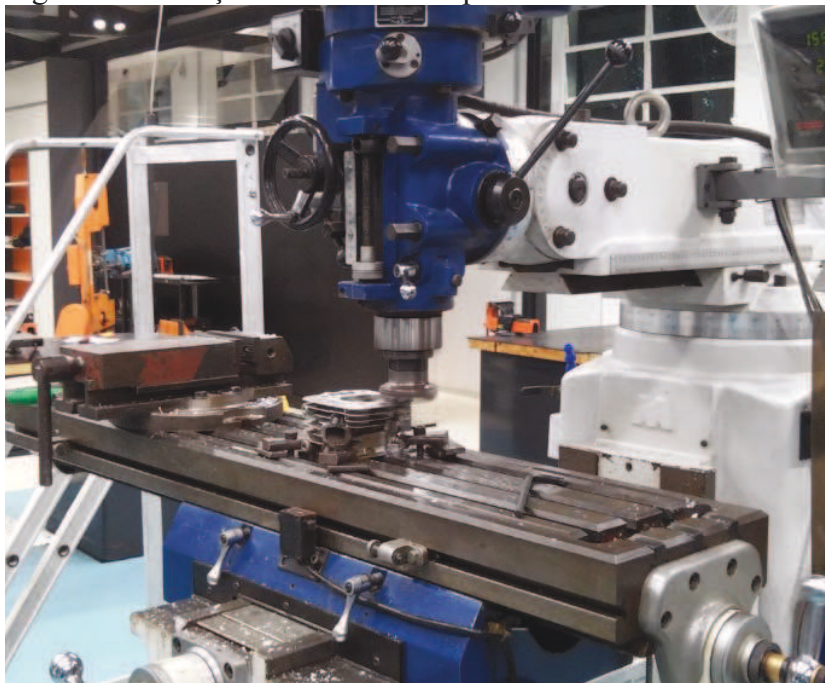
- a) Consumo de combustível em g/s;
- b) Temperatura dos gases de exaustão em °C;
- c) Temperatura do óleo do motor em °C;
- d) Temperatura do combustível em °C;
- e) Torque em N.m;
- f) Fator Lambda;
- g) Emissões (CO, CO₂, HC, O₂, NO_x).

3.4.5 Procedimento para aumento da taxa de compressão

Para aumentar a taxa de compressão, o cabeçote foi usinado em uma fresadora. Foi usinado 1,5mm na altura da face do cabeçote, esta altura foi escolhida para não comprometer

possível colisão entre a cabeça do pistão e a vela de ignição e também por razões estruturais do cabeçote. A Figura 47 mostra o processo de usinagem utilizado.

Figura 47: Cabeçote sendo usinado pela fresadora



Fonte: Autor

Após a usinagem o procedimento 3.4.3.1 foi realizado novamente para determinar o novo volume da cavidade do cabeçote e junta. A Tabela 26 detalha os valores encontrados.

Tabela 26: Medição do novo volume da cavidade do cabeçote e junta

Medição	Volume de água inicial na bureta (ml)	Volume de água final na bureta (ml)	Volume da cavidade do cabeçote e junta (ml)
Medição 1	22,0	39,6	17,6
Medição 2	22,0	39,8	17,8
Medição 3	22,0	39,8	17,8
Volume médio:			17,73ml

Fonte: Autor

Foi utilizado o procedimento 3.4.3.4 para determinação do novo volume morto do motor. Seguindo a equação 28 foi possível encontrar o novo volume morto.

$$V_m = V_{cp} + V_{nccj} \quad (28)$$

V_m = volume morto

V_{cp} = Volume da cabeça do pistão

V_{nccj} = Novo volume da cavidade do cabeçote e junta

Para o cálculo da nova taxa de compressão do motor foi utilizado o procedimento 3.3.3.5. O novo volume morto resultou em $19,28\text{cm}^3$, e a nova taxa de compressão do motor calculada foi 9,44:1.

3.4.5.1 Realização dos testes com taxa de compressão aumentada

Os testes com a taxa de compressão aumentada foram realizados seguindo os procedimentos do tópico 3.5.1 ao 3.5.4.3.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

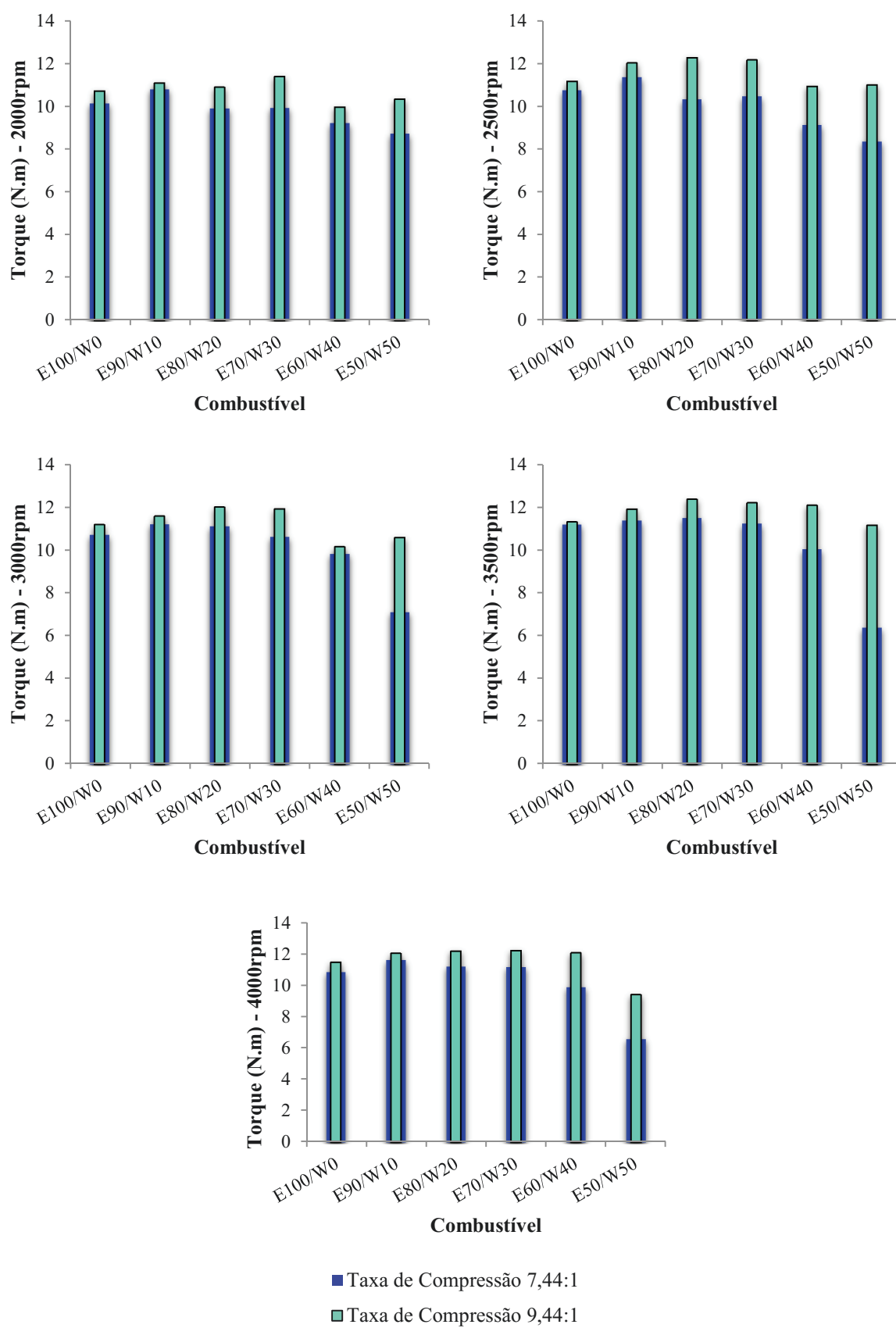
Os resultados apresentados a seguir foram resultantes da média de seis diferentes medições durante todo o experimento, todas as medições foram realizadas de acordo com a metodologia experimental adotada. Todos os dados aquistados durante a experimentação estão dispostos em tabelas e podem ser verificados no Apêndice A. Os resultados serão apresentados comparando o desempenho e emissões do motor operando com as duas diferentes taxas de compressão e diversas misturas de etanol e água.

4.1. DESEMPENHO DO MOTOR

4.1.1 Torque

A Figura 48 mostra os torques obtidos quando o motor operou em 2000rpm, 2500rpm, 3000rpm, 3500rpm e 4000rpm. Quando o motor operou em 2000rpm com taxa de compressão igual a 7,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E90/W10, seguido do E100/W0, E70/W30 e E80/W20 respectivamente, sendo que o torque obtido na utilização dos combustíveis E70/W30 e E80/W20 foram similares, e o menor torque obtido foi utilizando o combustível E50/W50. Quando o motor operou com taxa de compressão igual a 9,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E70/W30 e o menor torque foi utilizando o combustível E60/W40. O aumento da taxa de compressão proporcionou maior impacto quando o motor operou utilizando o combustível E50/W50 seguido do E70/W30, havendo um aumento do torque em 18,58% e 14,81% respectivamente. O aumento da taxa de compressão não proporcionou impacto significativo na utilização do combustível E90/W10 e E100/W0, havendo um aumento de 2,79% e 5,60% respectivamente.

Figura 48: Torque nas rotações 2000rpm à 4000rpm



Fonte: Autor

Operando em 2500rpm com taxa de compressão igual a 7,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E90/W10, seguido do E100/W0, E80/W20 e E70/W30 respectivamente, e o menor torque obtido foi utilizando o combustível E50/W50. Quando o motor operou com taxa de compressão igual a 9,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E80/W20, seguido do E70/W30 e E90/W10 respectivamente, sendo que o torque obtido na utilização dos três combustíveis foi similar. O menor torque foi utilizando o combustível E60/W40. Nesta rotação, o aumento da taxa de compressão proporcionou maior impacto quando o motor operou utilizando o combustível E50/W50 seguido do E60/W40, E80/W20 e E70/W30, havendo um aumento do torque em 31,60%, 19,78%, 18,96% e 16,29% respectivamente. Não houve aumento significativo no torque quando o motor operou com a taxa de compressão aumentada utilizando os combustíveis E100/W0 e E90/W10.

Em 3000rpm com taxa de compressão igual a 7,44:1, o maior torque foi obtido utilizando novamente o combustível E90/W10, seguido do E80/W20, porém ambos os torques foram similares. O torque obtido com a utilização do E100/W0 e E70/W30 foi menor em relação ao torque obtido utilizando o E80/W20, e o menor torque obtido nesta rotação sem o aumento da taxa de compressão foi utilizando o combustível E50/W50 novamente. Quando o motor operou com taxa de compressão igual a 9,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E80/W20, seguido do E70/W30, E90/W10, E100/W0, E50/W50 e E60/W40 respectivamente. O aumento da taxa de compressão proporcionou maior impacto quando o motor operou utilizando o combustível E50/W50 seguido do E70/W30 e E80/W20, havendo um aumento do torque em 49,06%, 12,42% e 8,11% respectivamente. Não houve aumento significativo no torque quando o motor operou com os demais combustíveis.

Em 3500rpm com taxa de compressão igual a 7,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E80/W20, seguido do E90/W10, E70/W30 e E100/W0 respectivamente. Nesta rotação a diferença entre o torque obtido na utilização do E80/W20 e E100/W0 foi igual a 0,3 N.m, sendo possível verificar que embora misturas diferentes de combustíveis foram utilizadas, os torques obtidos foram similares. O menor torque obtido foi utilizando o combustível E50/W50 novamente. Quando o motor operou com taxa de compressão igual a 9,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E80/W20, seguido do E70/W30, E60/W40, E90/W10, E100/W0 e E50/W50 respectivamente. Foi possível observar que a diferença do torque obtido na utilização do combustível E80/W20 e o E90/W10 foi igual a 0,45 N.m, havendo portanto um comportamento de desempenho similar quando o motor operou sem o aumento da taxa de compressão. O aumento da taxa de compressão

proporcionou maior impacto quando o motor operou utilizando o combustível E50/W50 seguido do E60/W40, havendo um aumento do torque em 75,13%, e 20,47% respectivamente.

Operando em 4000rpm com taxa de compressão igual a 7,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E90/W10, seguido do E80/W20, E70/W30 e E100/W0 respectivamente. Como ocorreu nas demais rotações, o menor torque obtido foi utilizando o combustível E50/W50 novamente. Quando o motor operou com taxa de compressão igual a 9,44:1, o maior torque foi obtido utilizando o combustível E70/W30, porém foi possível notar certa linearidade entre os torque obtidos utilizando os combustíveis E70/W30, E80/W20, E60/W40 e E90/W10, sendo a máxima diferença encontrada entre eles igual a 0,16 N.m. O aumento da taxa de compressão proporcionou maior impacto quando o motor operou utilizando o combustível E50/W50 seguido do E60/W40, havendo um aumento do torque em 42,89%, e 22,13% respectivamente.

A queda do torque em função do aumento da fração de água a partir do combustível E80/W20 sem o aumento da taxa de compressão pode ser justificado pela explicação de Rahman et al. (2015) que realizou uma investigação para quantificar como o teor de água afetaria as características de ignição a laser de uma carga pré-misturada de etanol, em seus resultados a mistura que continha fração de água no etanol acima de 30% resultou em um pico de pressão alcançado mais tarde do que para o etanol anidro, este efeito foi atribuído ao fato das moléculas do etanol estarem retidas ou acomodadas em grandes cavidades dentro da estrutura da água, o qual pode levar à contração do volume da mistura etanol e água, então pôde-se entender que à medida que aumenta a fração de água no etanol, a retenção das moléculas de etanol dentro da estrutura da água pode ser mais significativa.

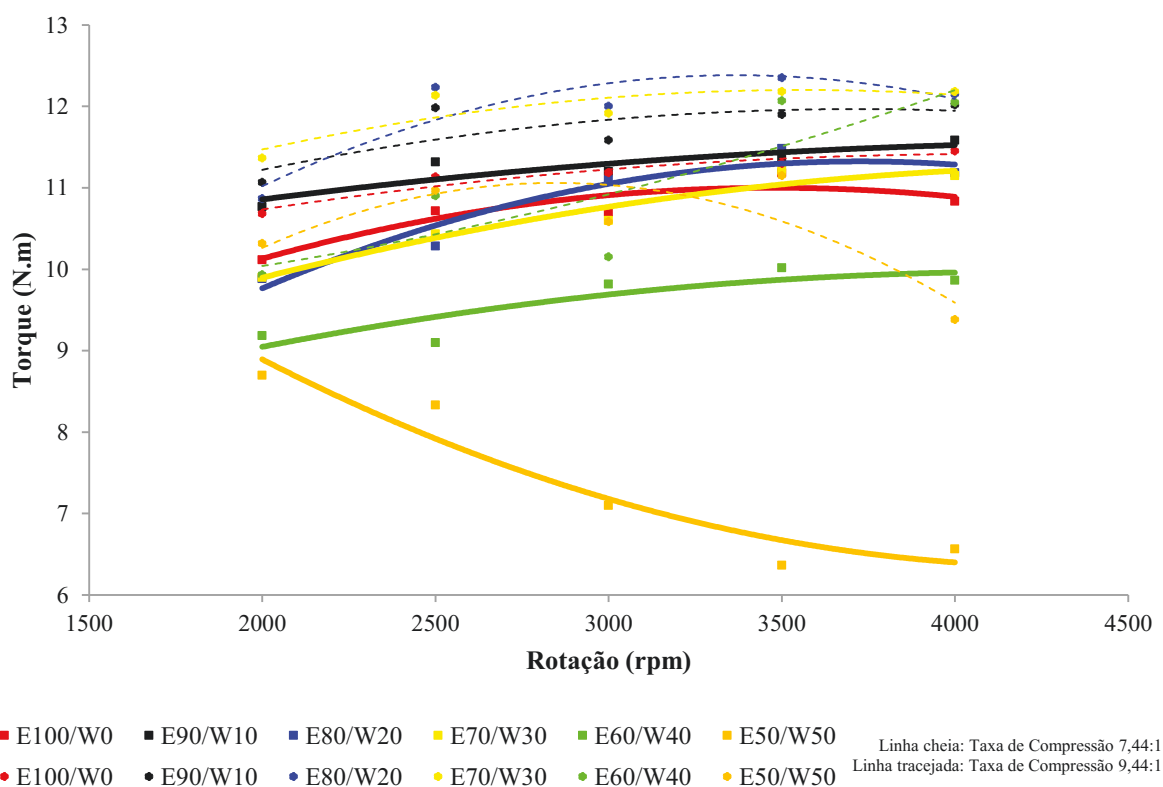
Por outro lado, Arabaci et al. (2015) experimentaram um motor monocilíndrico de ignição por centelha modificado para operar com seis tempos e injeção direta de água, e em algumas rotações experimentadas houve redução do torque à medida que aumentou a quantidade de água injetada.

A Figura 49 reúne os torques obtidos durante a experimentação em função da rotação e diferentes combustíveis. Observando as curvas médias, nota-se que quando o motor operou com taxa de compressão 7,44:1, o combustível utilizado que proporcionou os maiores torques em todas as rotações foi o combustível E90/W10 o qual apresentou aumento de torque em função do aumento da rotação, por outro lado o combustível utilizado que resultou nos menores torques em todas as rotações foi o E50/W50, o mesmo apresentou queda do torque em função do aumento da rotação. Com exceção do combustível E50/W50, todos os demais combustíveis

apresentaram aumento de torque em função do aumento da rotação com exceção do E100/W0 que apresentou início da queda do torque na rotação 4000rpm.

Com o aumento da taxa de compressão para 9,44:1, o combustível utilizado que proporcionou maiores torques nas rotações 2500rpm, 3000rpm e 3500rpm foi o E80/W20 seguido do E70/W30. De 2000rpm à 3000rpm, a utilização do combustível E60/W40 resultou nos menores torques, porém quando houve aumento da rotação para 3500rpm à 4000rpm houve um aumento de torque significativo, por outro lado, nas rotações 3500rpm à 4000rpm, obteve-se os menores torques utilizando-se o combustível E50/W50.

Figura 49: Torque em função da rotação e do combustível



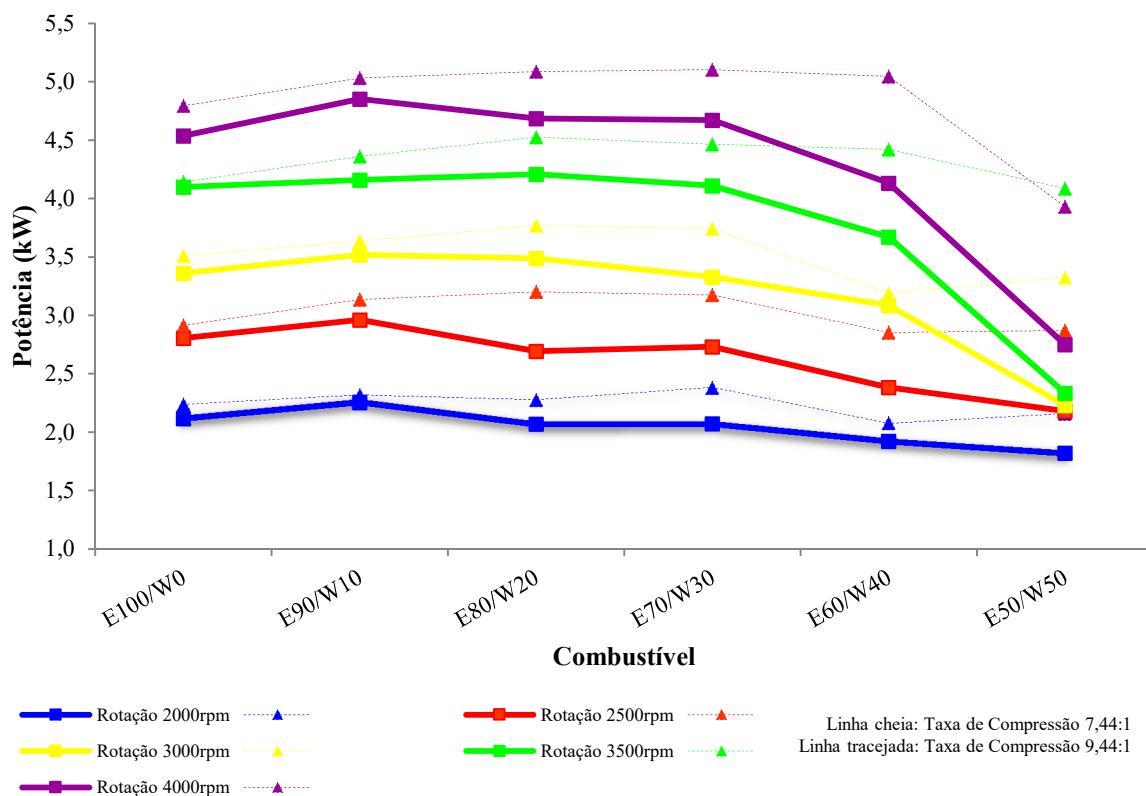
4.1.2 Potência

O comportamento da potência do motor pode ser verificado na Figura 50. Quando o motor operou com a taxa de compressão igual a 7,44:1, em 2000rpm, 2500rpm, 3000rpm e 4000rpm, o combustível utilizado que resultou na maior potência foi o E90/W10, na rotação 3500rpm, houve leve diferença entre a potência obtida na utilização do E90/W10 em relação ao E80/W20, sendo esta diferença igual a 0,05kW, com base nesta diferença, foi possível

considerar que o desempenho da potência com a utilização do E90/W10 sem o aumento da taxa de compressão foi maior do que o desempenho dos demais combustíveis em todas as rotações. Utilizando o combustível E50/W50, obteve-se menor potência em todas as rotações.

Com o motor operando com a taxa de compressão aumentada para 9,44:1, de 2500rpm à 3500rpm a maior potência foi obtida utilizando o combustível E80/W20, sendo que em 4000rpm a diferença entre a potência obtida utilizando o combustível E80/W20 e o E70/W30 foi igual a 0,01kW. Foi notado que na rotação 4000rpm com a taxa de compressão aumentada, a potência apresentou um comportamento mais linear em relação ao comportamento apresentado nas demais rotações quando foram utilizados os combustíveis E100/W0 ao E60/W40, porém houve uma redução acentuada quando o combustível E50/W50 foi utilizado.

Figura 50: Potência em função do combustível



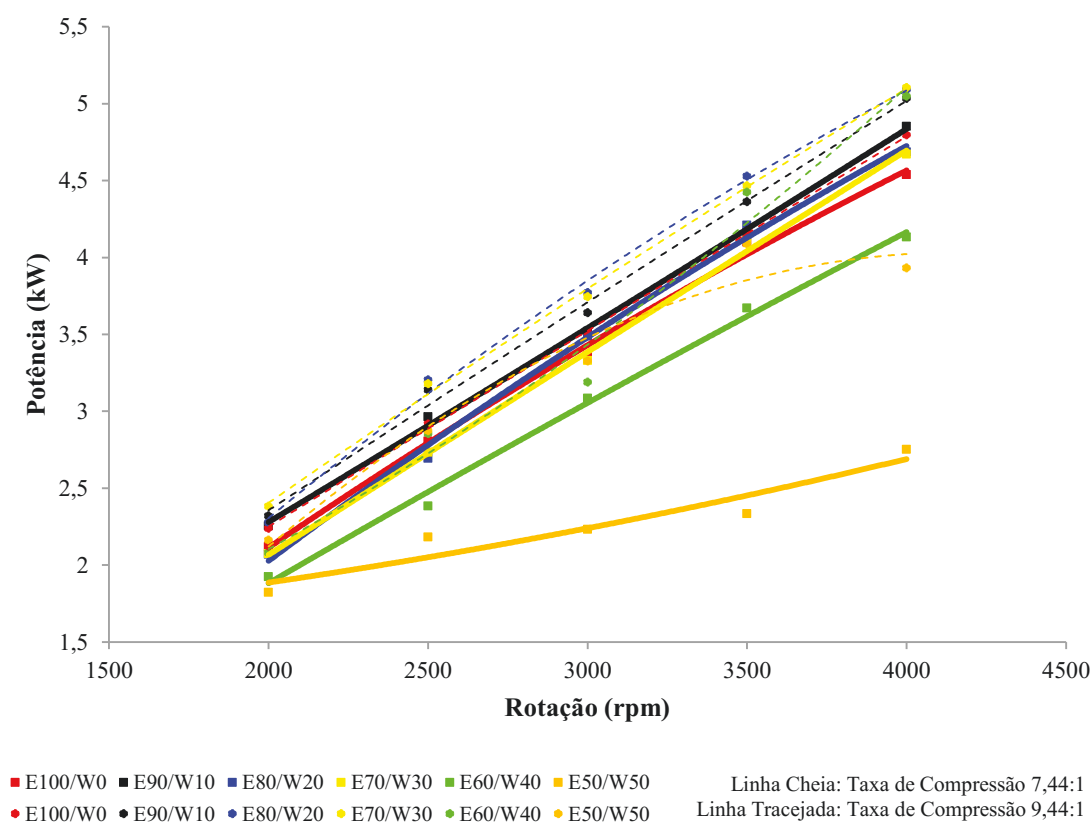
Fonte: Autor

Pelas curvas médias apresentadas na Figura 51, pôde-se notar que com o aumento da rotação, houve aumento da potência com todos os combustíveis utilizados nas duas taxas de compressão. De 2500rpm à 4000rpm, sem o aumento da taxa de compressão, o melhor desempenho médio da potência foi obtido utilizando o combustível E90/W10, E80/W20, E70/W30, E100/W0 respectivamente. Ao longo das variações das rotações, o combustível

E50/W50 não apresentou aumento significativo de potência comparado com o aumento obtido pelos demais combustíveis.

Com o aumento da taxa de compressão, nas rotações de 2500rpm à 4000rpm, a utilização do combustível E80/W20 resultou na maior potência média obtida, seguido do E70/W30. Foi possível notar que houve um aumento significativo da potência utilizando o combustível E60/W40 em 3500rpm e 4000rpm, sendo que a potências nestas rotações foram similares às apresentadas pelo combustível E80/W20 e E70/W30.

Figura 51: Potência em função da rotação



Fonte:

Autor

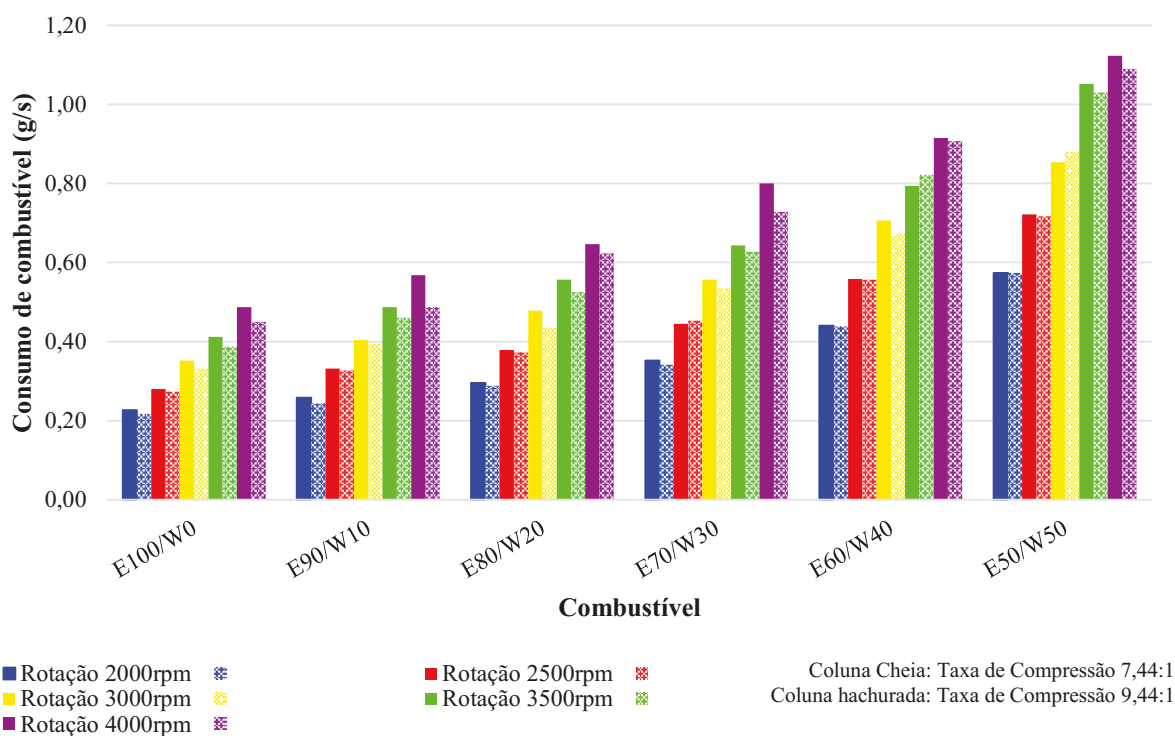
4.1.3 Consumo de combustível

A Figura 52 mostra o consumo horário de combustível em função da porcentagem de água nos combustíveis utilizados. Como era de se esperar, o consumo de combustível aumentou à medida que houve aumento da porcentagem de água na mistura. Este aumento foi muito significativo quando os combustíveis E50/W50 seguido do E60/W40 e E70/W30 foram utilizados, este resultado vai de encontro conforme explica Fagundez et al. (2016) que devido

à redução do poder calorífico do combustível em função ao aumento da fração de água, aumenta-se a fração de energia correspondente para vaporizá-la, aumentando consequentemente o consumo de combustível.

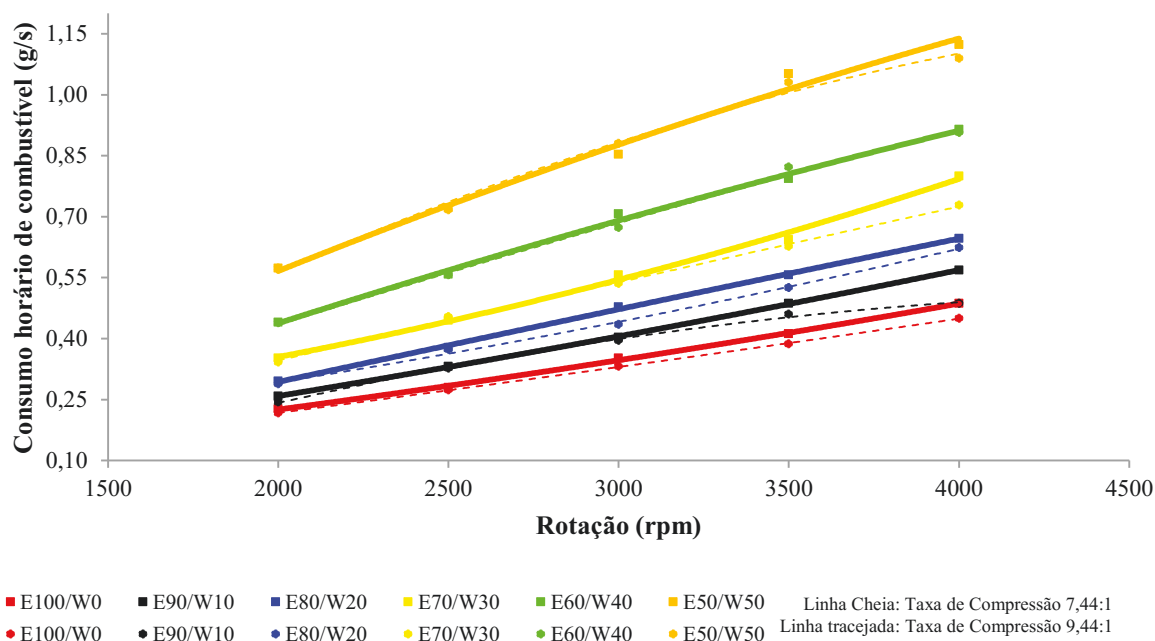
Conforme mostra a Figura 53, houve aumento do consumo de combustível em função do aumento da rotação tanto para o motor operando com taxa de compressão 7,44:1 quanto para o mesmo operando com a taxa de compressão aumentada para 9,44:1. O menor consumo horário de combustível foi obtido utilizando o combustível E100/W0, E90/W10, E80/W20, E70/W30, E60/W40 e E50/W50 respectivamente. Este comportamento ocorreu com o motor operando com e sem o aumento da taxa de compressão, o que induz a entender que o aumento da taxa de compressão teve pouca influência no consumo horário de combustível.

Figura 52: Consumo horário do combustível



Fonte: Autor

Figura 53: Consumo horário do combustível em função da rotação



Fonte: Autor

O consumo de combustível está diretamente relacionado ao seu poder calorífico inferior, o qual diminui à medida que aumenta a fração de água, este fato ficou evidenciado pelas curvas obtidas no trabalho. Pode-se também relacionar o aumento do consumo de combustível com o aumento do teor de oxigênio à medida que aumenta a quantidade de fração de água na mistura com etanol e também em função da redução da razão ar-combustível, em que mais combustível é necessário ser injetado para que haja combustão o mais completa possível.

4.1.4 Consumo específico de combustível

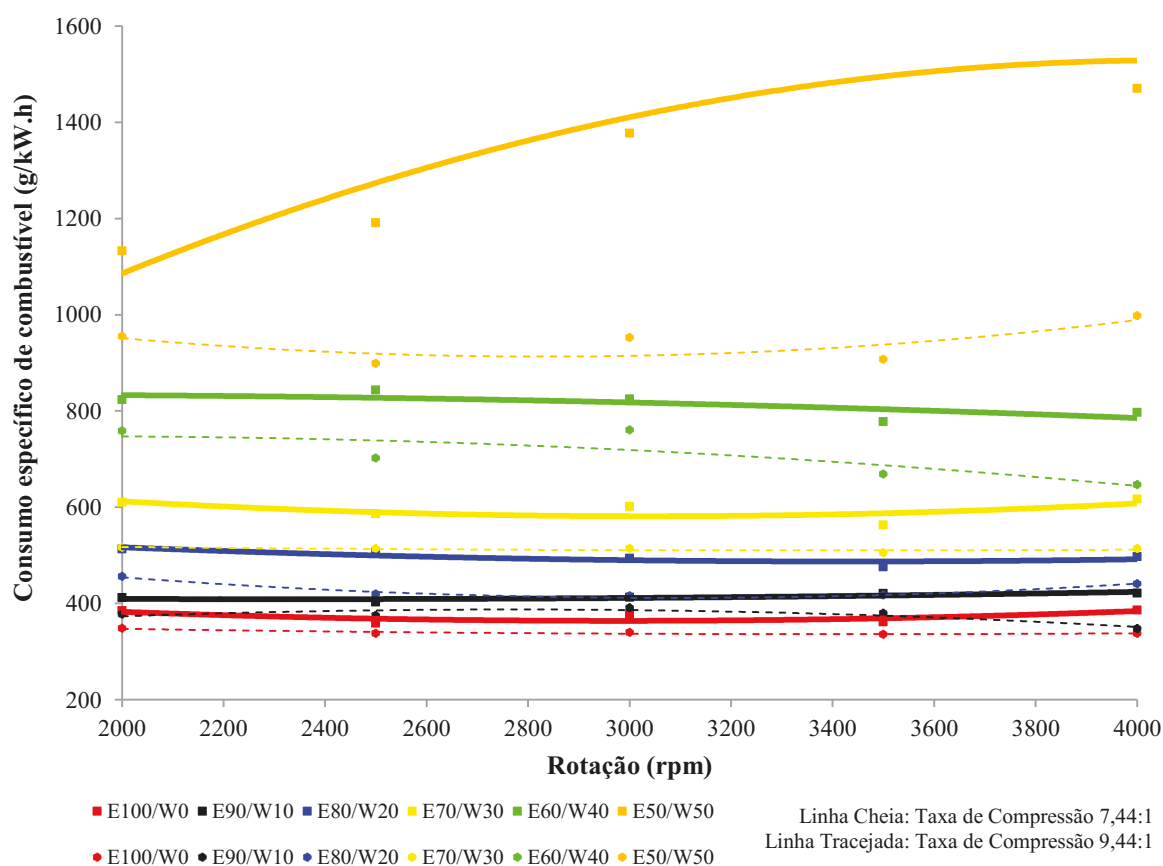
Conforme as curvas médias mostradas pela Figura 54, com o motor operando com a taxa de compressão 7,44:1, o consumo específico de combustível obtido na utilização dos combustíveis E100/W0, E90/W10 e E70/W30 foi similar, pois, para os três combustíveis o consumo específico de combustível foi menor quando o motor operou a 3000rpm, enquanto que para os combustíveis E80/W20 e E60/W40 o menor consumo específico de combustível foi obtido aproximadamente entre 3500rpm à 4000rpm. Foi observado que em todas as rotações e com a utilização de todos os combustíveis as curvas de consumo específico de combustível se desenvolveram horizontalmente, já com a utilização do combustível E50/W50, foi notado um comportamento diferente dos demais, pois, à medida que houve aumento da rotação, houve

uma aumento significativo do consumo específico de combustível tornando a curva muito ascendente.

O aumento da taxa de compressão para 9,44:1 proporcionou algum benefício para o consumo específico de combustível, resultando na sua redução, tendo menor influência quando na utilização dos combustíveis E100/W0 e E90/W10 e maior influência quando na utilização dos combustíveis E80/W20, E70/W30, E60/W40, com impacto significativo quando foi utilizado o combustível E50/W50, para este, a redução do consumo específico de combustível foi aproximadamente 30%, além do mais, com o aumento da taxa de compressão, todas as curvas de consumo específico de combustível inclusive a do E50/W50 se desenvolveram aproximadamente em forma horizontal ao longo das variações das rotações.

Em geral, o consumo específico de combustível foi maior para os combustíveis com maior fração de água, além disso, as curvas apresentadas na Figura 54 mostram que o combustível foi bem aproveitado ao longo das variações das rotações, com exceção do combustível E50/W50 e taxa de compressão 7,44:1.

Figura 54: Consumo específico do combustível em função da rotação



Fonte: Autor

4.1.5 Temperatura de exaustão

De acordo com a Figura 55, com o motor operando com a taxa de compressão 7,44:1, o comportamento esperado em relação à redução da temperatura de exaustão em função do aumento da proporção de água no combustível não foi obtido em todas as rotações testadas, porém, com o motor operando em 2000rpm a utilização do combustível E80/W20 apresentou maior temperatura de exaustão em relação à temperatura resultante apresentada pelos demais combustíveis, nesta rotação a temperatura de exaustão foi descendente à medida que a porcentagem de água no combustível aumentou de 20% para 30%, 40% e 50% em volume respectivamente, este efeito foi mencionado por Fagundez et al. (2016) justificando que combustíveis com alto teor de água causam queda na temperatura interna do cilindro, na qual parte da energia é utilizada para vaporizar a água, além do mais, os resultados em 2000rpm foram semelhantes ao encontrado por Fagundez et al. (2016) que ao testar um motor Agrale® monocilíndrico a aproximadamente 1800rpm obteve quando utilizou o combustível E80W20 maior patamar da temperatura de exaustão seguido de uma queda ao utilizar o E70W30 e E60W40.

Com o motor operando nas rotações 2500rpm, 3000rpm, 3500rpm e 4000rpm, a temperatura de exaustão foi similar quando foram utilizados os combustíveis E100/W0, E90/W10, E80/W20 e E70/W30, porém, quando utilizado o combustível E60/W40, a temperatura de exaustão em média foi maior nas rotações de 3000rpm à 4000rpm, e quando o motor operou com o combustível E50/W50, a temperatura de exaustão foi menor em todas as rotações quando comparada as temperaturas resultantes dos demais testes.

Com o aumento da taxa de compressão para 9,44:1, a redução da temperatura de exaustão em função do aumento da porcentagem de água no combustível foi obtida, porém esta redução ocorreu apenas após a porcentagem de água no combustível ser acima de 20%, não foi um comportamento semelhante em todas as rotações porém os combustíveis E70/W30, E60/W40 e E50/W50 apresentaram temperatura de exaustão menor em todas as rotações em relação aos demais combustíveis. Os combustíveis E100/W0, E90/W10 e E80/W20 apresentaram comportamento aleatório a cada rotação. Em 2000rpm e 4000rpm, com a utilização do combustível E80/W20, a temperatura de exaustão foi maior comparada ao E100/W0 e E90/W10, porém quando o motor operou em 2500rpm, 3000rpm e 3500rpm, a maior temperatura de exaustão foi obtida utilizando o combustível E90/W10.

O comportamento da temperatura de exaustão em função da rotação pode ser verificado também nas curvas médias apresentadas pela Figura 56, estas demonstram que a temperatura de exaustão aumentou com o aumento da rotação quando o motor operou com todos os combustíveis.

Figura 55: Temperatura de exaustão nas rotações 2000rpm à 4000rpm

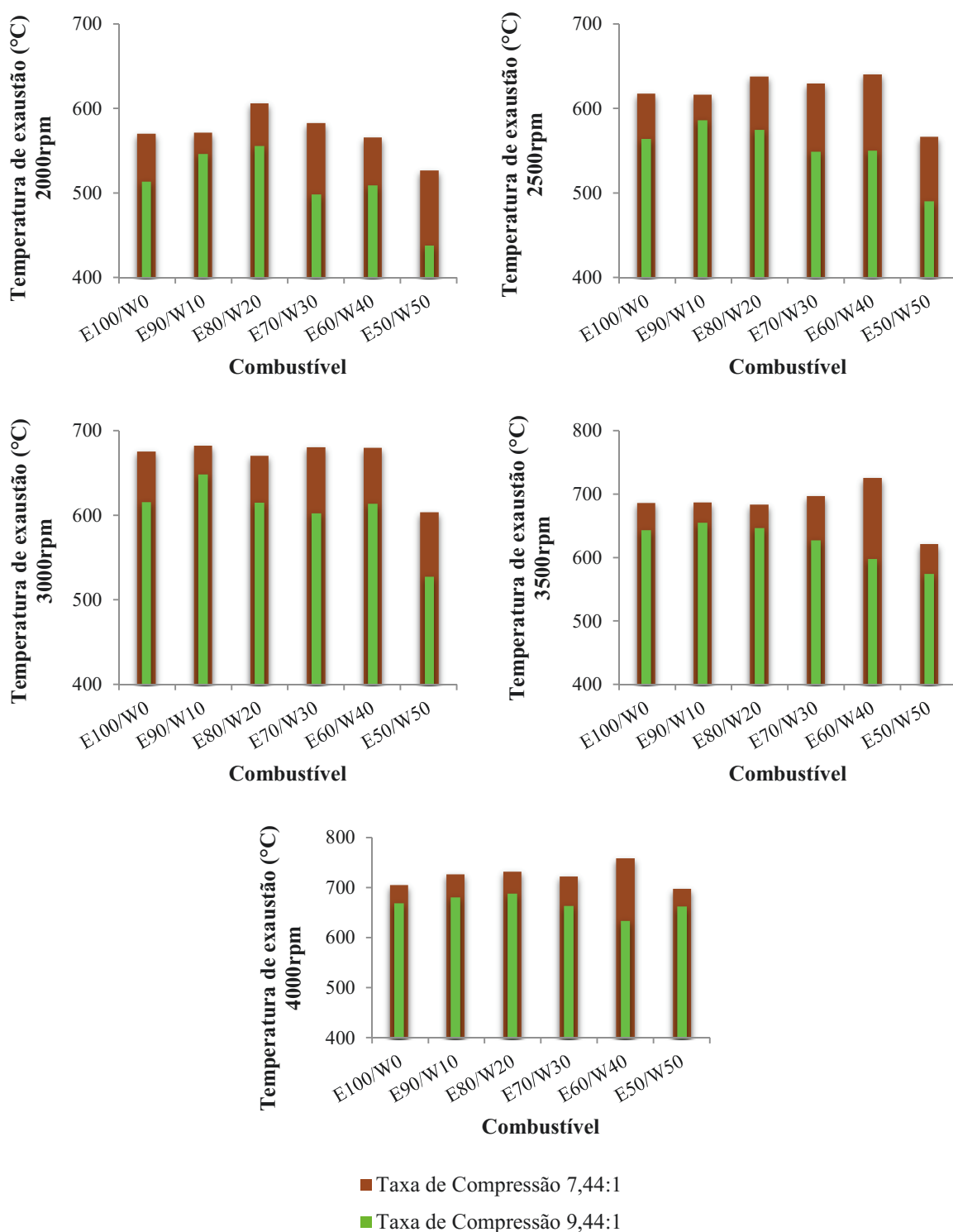
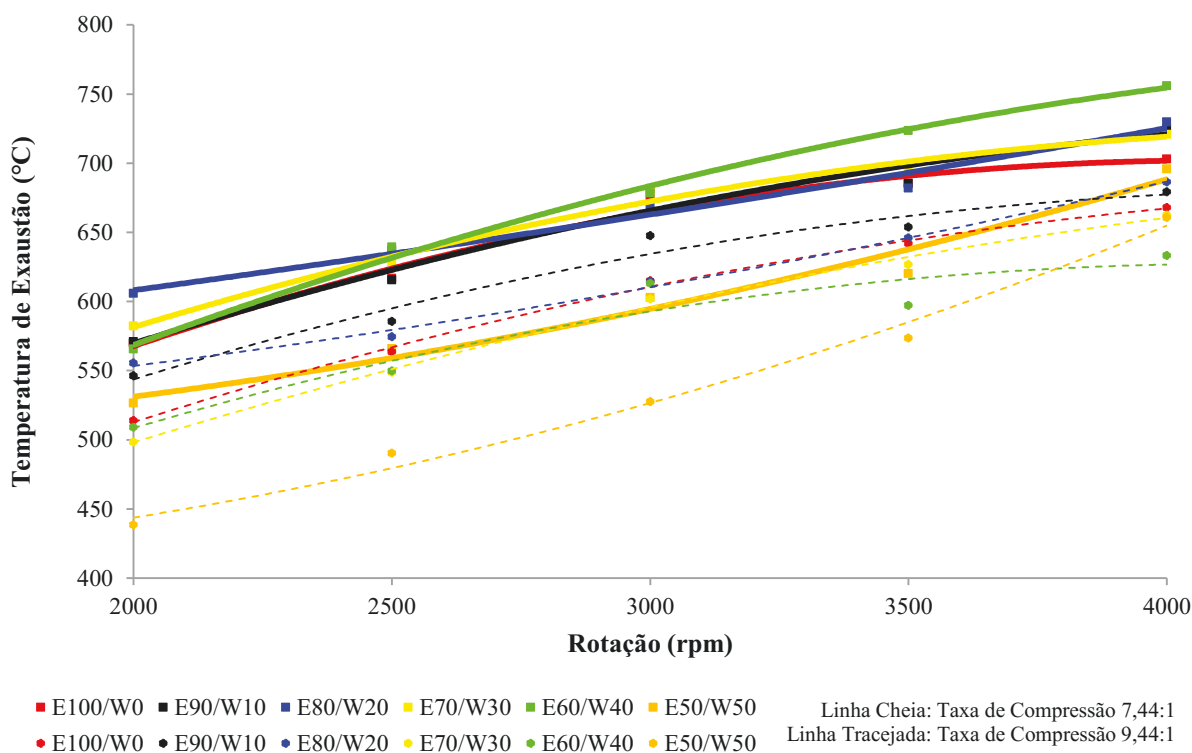


Figura 56: Temperatura de exaustão em função da rotação

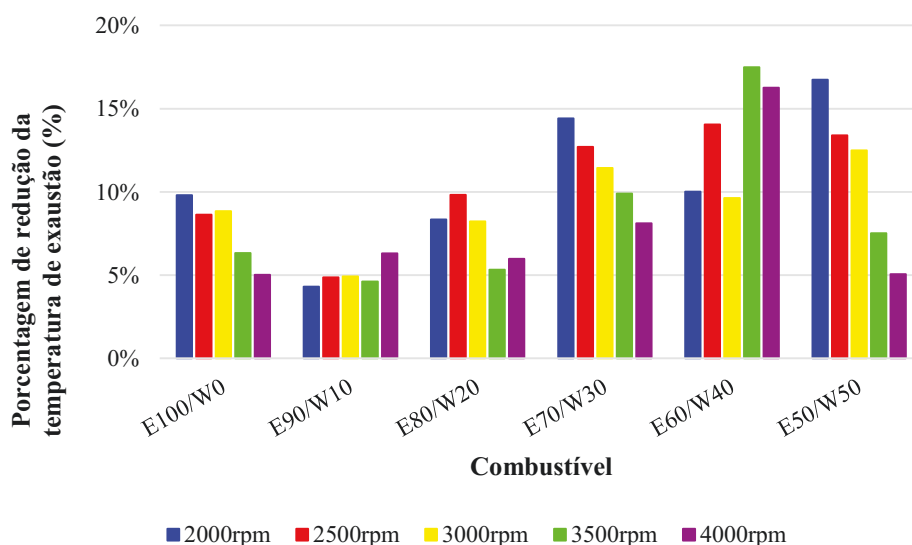


Fonte: Autor

De acordo com a Figura 57, foi demonstrado que o aumento da taxa de compressão teve pouca influência na redução da temperatura de exaustão quando o motor operou utilizando o combustível E90/W10, por outro lado, o aumento da taxa de compressão foi benéfico à redução da temperatura de exaustão quando o motor operou utilizando os combustíveis E70/W30, E60/W40 e E50/W50, sendo a maior porcentagem de redução nas condições de operação à 3500rpm utilizando o combustível E60/W40, porcentagem de redução acima de 17%.

Os resultados obtidos por Bem (2008) mostram que a temperatura dos gases de exaustão com etanol 75 INPM foi menor em relação a temperatura de exaustão obtida com o etanol 92,8 INPM, e quando houve o aumento da taxa de compressão, a curva de temperatura de exaustão utilizando o etanol 75 INPM situou-se entre as outras duas curvas anteriores, mostrando que o aumento da taxa de compressão teve leve influência na temperatura de exaustão.

Figura 57: Porcentagem de redução da temperatura de exaustão



Fonte: Autor

4.1.6 Avanço do ponto de ignição

O avanço do ponto de ignição foi calibrado para maximizar o torque como descrito pela metodologia experimental, a limitação do mesmo foi realizada à medida que o torque foi maximizado ou quando o motor apresentou princípio de “*knocking*”, este pôde ser identificado durante os experimentos por um ruído típico gerado pelo motor.

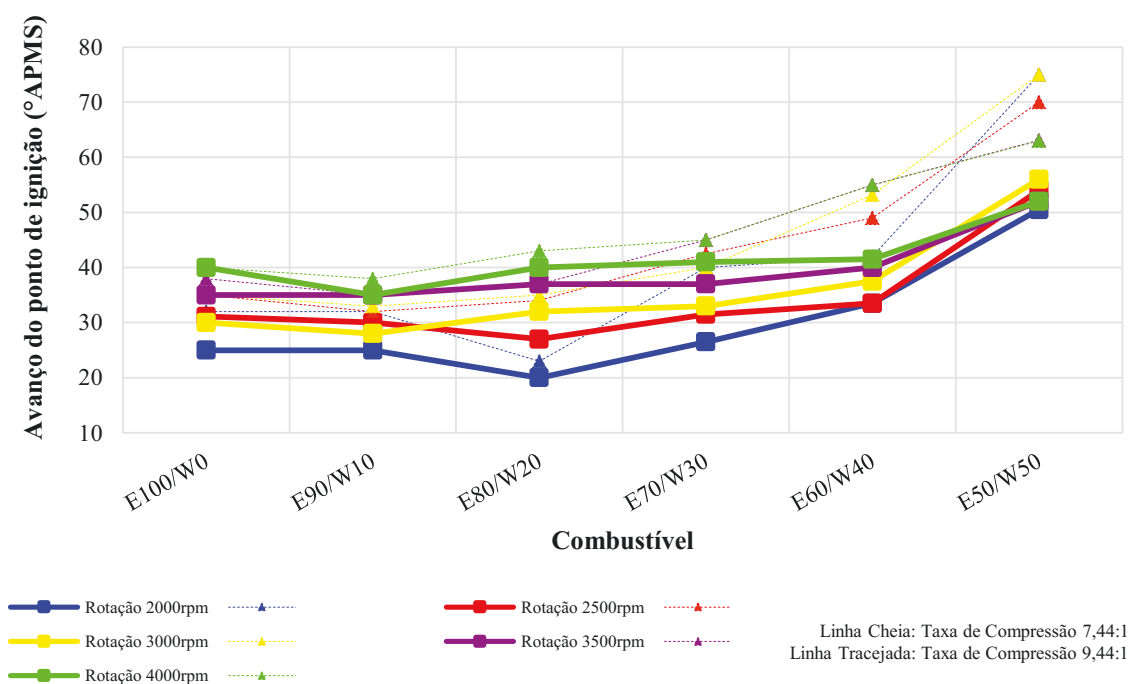
Como mostrado pela Figura 58, para o motor operando em 2000rpm e 2500rpm com taxa de compressão 7,44:1, as curvas do avanço do ponto de ignição foram semelhantes, sendo descendentes a partir do combustível E100/W0 ao E80/W20, tornando-se ascendentes a partir do combustível E80/W20 ao E50/W50. Nas rotações 3000rpm e 4000rpm, as curvas do avanço do ponto de ignição foram descendentes a partir do combustível E100/W0 ao E90/W10, tornando-se ascendentes a partir do E90/W10 ao E50/W50. Já na rotação 3500rpm, o comportamento da curva do avanço do ponto de ignição foi somente ascendente à medida que houve aumento da porcentagem de água no combustível.

Com o motor operando com taxa de compressão aumentada para 9,44:1, o comportamento da curva do avanço do ponto de ignição quando o motor operou em 2000rpm se manteve igual à quando o motor operou com taxa de compressão 7,44:1, ou seja, foi descendente do E100/W0 ao E80/W20, tornando-se ascendente do E80/W20 ao E50/W50. Enquanto que nas demais rotações, todas as curvas do avanço do ponto de ignição foram

descendentes a partir combustível E100/W0 a E90/W10, tornando-se ascendentes a partir do E90/W10 ao E50/W50, como pode ser verificado ainda na Figura 58.

O maior avanço do ponto de ignição pode ser em função de o motor ter operado com maior fração de água no combustível havendo aumento na duração da combustão de forma que foi necessário avançar o ponto de ignição para manter melhor desempenho do motor.

Figura 58: Avanço do ponto de ignição em função do combustível



Fonte: Autor

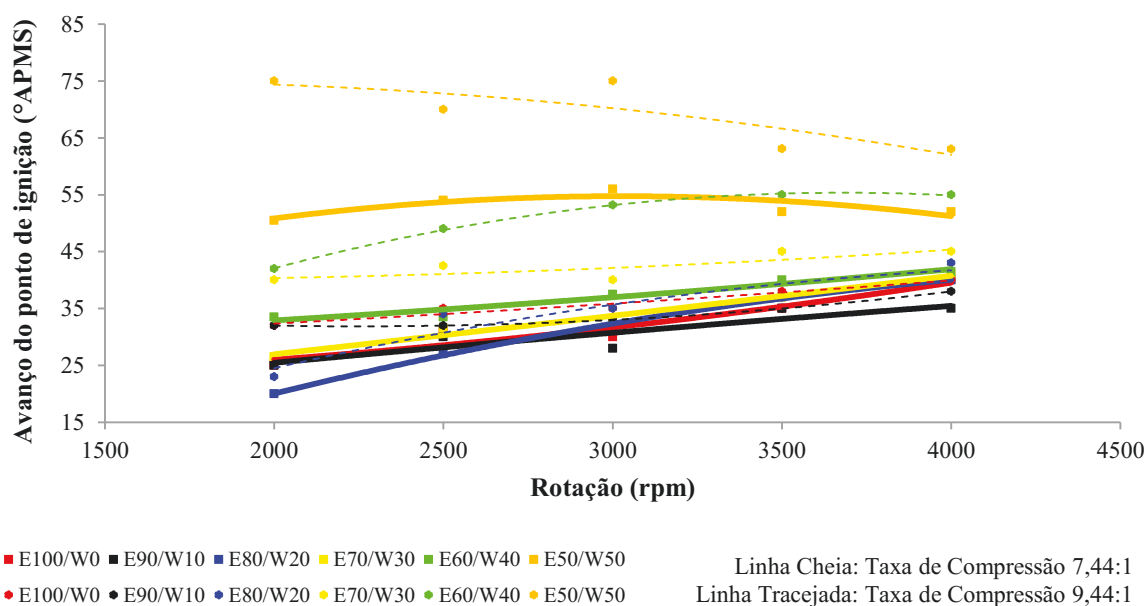
O avanço do ponto de ignição aumenta com o aumento da injeção de água, isto é devido ao efeito de resfriamento da água na temperatura do ar de admissão, além do mais a água pode ter significativo efeito na cinética química dentro da câmara de combustão, (TESFA et al., 2011).

Na condição de operação com a taxa de compressão igual a 7,44:1, à medida que houve aumento da rotação do motor, houve o aumento do avanço do ponto de ignição quando o motor operou com todos os combustíveis com exceção do E50/W50, no qual houve o aumento do avanço do ponto de ignição a partir da rotação 2000rpm à 3000rpm, seguido de queda até a rotação 4000rpm.

Com a taxa de compressão aumentada para 9,44:1, com exceção do combustível E50/W50, o comportamento da curva do avanço do ponto de ignição foi semelhante para todos

os combustíveis, sendo ascendente à medida que houve aumento da rotação do motor. Porém para o combustível E50/W50, a curva do avanço do ponto de ignição apresentou comportamento contrário em relação às curvas obtidas pela utilização dos demais combustíveis, resultando em uma curva descendente ao longo das variações das rotações. O comportamento das curvas médias em função das rotações está demonstrado na Figura 59.

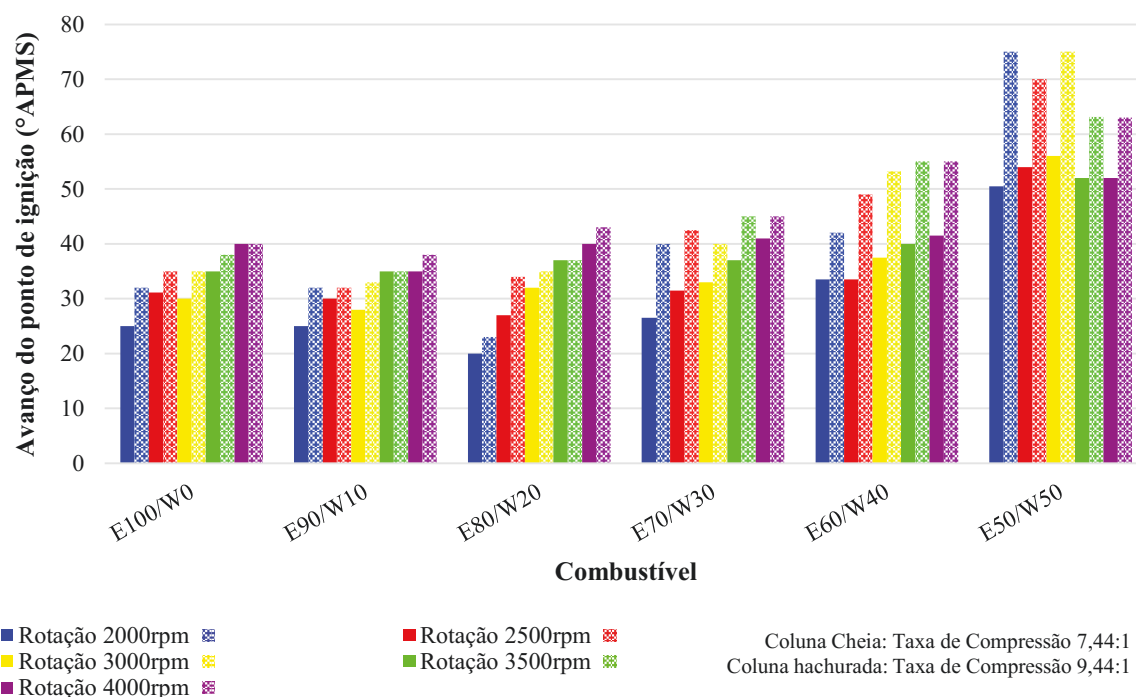
Figura 59: Avanço do ponto de ignição em função da rotação



Fonte: Autor

O aumento da taxa de compressão para 9,44:1 proporcionou possibilidade de maiores avanços do ponto de ignição em relação ao avanço do ponto de ignição com a taxa de compressão 7,44:1. Os maiores avanços do ponto de ignição foram obtidos quando o motor operou com os combustíveis E70/W30, E60/W40 e E50/W50, por outro lado houve aumento do avanço do ponto de ignição quando o motor operou com os demais combustíveis, porém este aumento comparado com o aumento resultante dos combustíveis com maior porcentagem de água foi menos intenso. Em geral, os maiores ganhos do avanço do ponto de ignição foi obtido quando o motor utilizou o combustível E60/W40 nas rotações a partir de 2500rpm à 4000rpm. Na rotação 2000rpm e utilizando o combustível E50/W50 o aumento do avanço do ponto de ignição foi acima de 48%. Os ganhos do aumento do avanço do ponto de ignição estão demonstrados pela Figura 60.

Figura 60: Ganho do avanço do ponto de ignição em função do combustível



Fonte: Autor

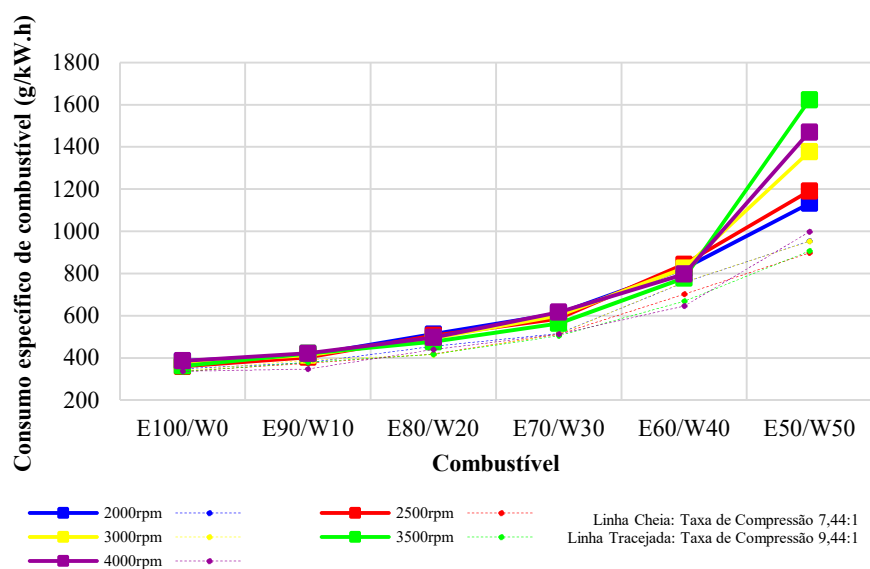
4.1.7 Eficiência de conversão do combustível

Pela Figura 62, as curvas demonstraram que quando o motor operou com taxa de compressão 7,44:1 e quando foram utilizados os combustíveis E100/W0 ao E60/W40 a eficiência de conversão de combustível se manteve em média entre 35% e 40%, com início de queda a partir do combustível E60/W40. Ainda com o motor operando com taxa de compressão 7,44:1, os menores valores encontrados da eficiência de conversão de combustível foram obtidos pela utilização do combustível E50/W50. Tanto com o motor operando com taxa de compressão 7,44:1 quanto com 9,44:1, a utilização do combustível E70/30 resultou na maior eficiência de conversão do combustível.

Foi possível verificar que a eficiência de conversão de combustível aumentou com o aumento da taxa de compressão, e se desenvolveu de forma quase constante à medida que aumentou a porcentagem de água no combustível. O maior ganho na eficiência de conversão de combustível em função do aumento da taxa de compressão foi utilizando o combustível E50/W50. Verificando a Figura 61 e Figura 62, foi possível notar que com o motor operando com taxa de compressão igual a 7,44:1 as curvas de eficiência de conversão de combustível

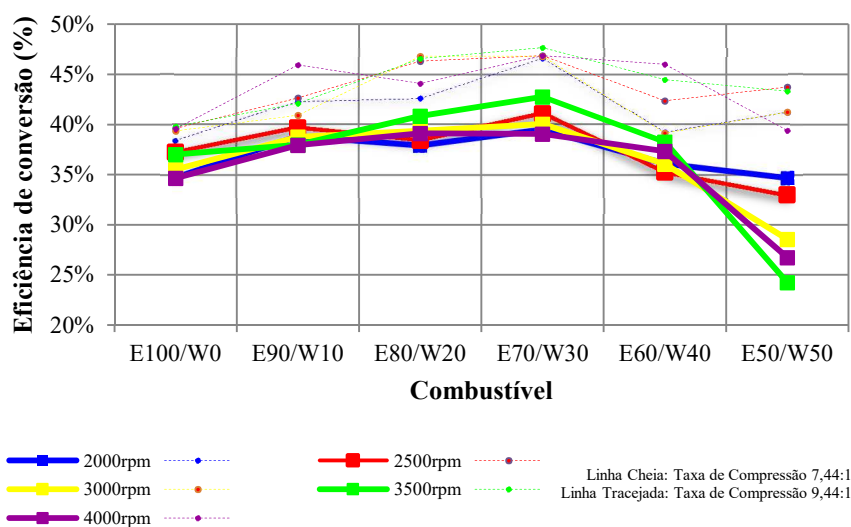
foram praticamente opostas às curvas de consumo específico de combustível, tal fato não ocorreu semelhantemente quando o motor operou com taxa de compressão aumentada para 9,44:1, onde foi notado que o consumo específico de combustível teve pouca influência na eficiência de conversão de combustível quando comparado aos resultados obtidos sem o aumento da taxa de compressão.

Figura 61: Consumo específico do combustível



Fonte: Autor

Figura 62: Eficiência de conversão do combustível

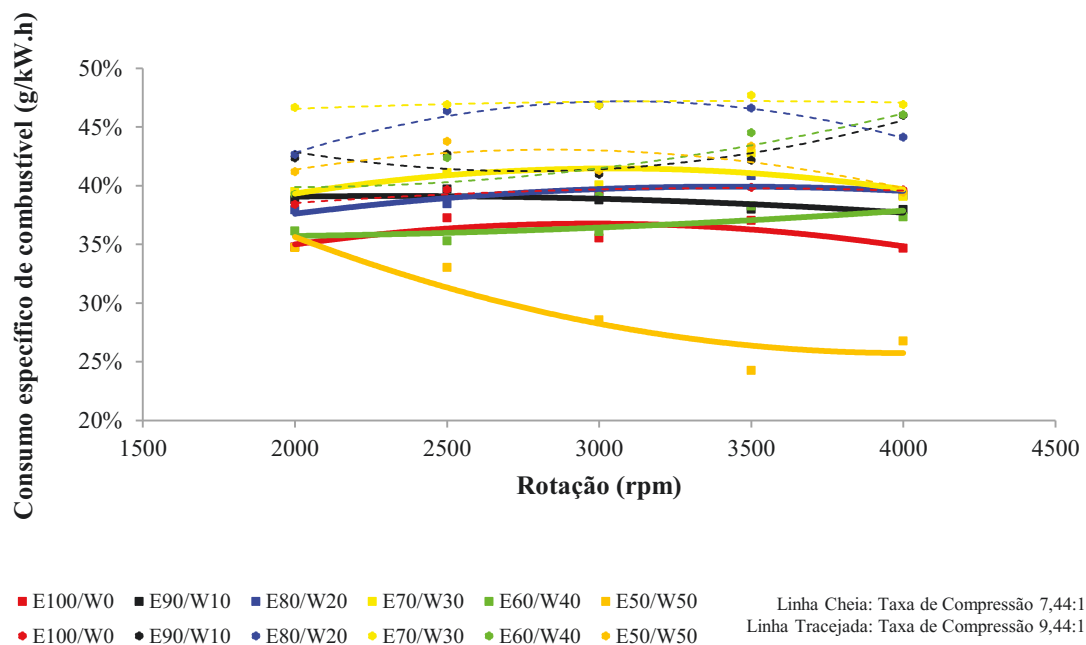


Fonte: Autor

Operando com a taxa de compressão 7,44:1, à medida que aumentou a rotação do motor, a eficiência de conversão de combustível reduziu quando foram utilizados os combustíveis E90/W10 e E50/W50, sendo que utilizando o combustível E80/W20 e E60/W40, o comportamento foi oposto. Semelhantemente, as curvas médias resultantes da utilização dos combustíveis E100/W0 e E70/W30 atingiram o pico de eficiência de conversão de combustível na rotação 3000rpm.

Com o motor operando com taxa de compressão aumentada, a eficiência de conversão de combustível resultante da utilização dos combustíveis E100/W0 e E70/W30 permaneceram praticamente constantes ao longo das variações das rotações, enquanto que a curva apresentada pela utilização do combustível E60/W40 foi ascendente em função do aumento das rotações, de forma semelhante as curvas provenientes da utilização dos combustíveis E80/W20 e E50/W50 foram ascendentes até a rotação 3000rpm e descendentes a partir desta, enquanto que a curva resultante obtida pela utilização do combustível E90/W10 foi oposta. O desenvolvimento das curvas médias de eficiência de conversão de combustível em função das rotações podem ser verificadas pela Figura 63.

Figura 63: Eficiência de conversão do combustível em função da rotação



Fonte: Autor

Boretti (2012) explica que a vaporização da água injetada diretamente na câmara de combustão e a expansão do vapor, aumentam significativamente o trabalho realizado pelos gases no pistão, aumentando a eficiência de conversão de combustível, porém nas condições de

operação deste trabalho, o aumento da taxa de compressão teve influência mais significativa no aumento da eficiência de conversão de combustível em relação ao aumento da fração de água. Por ter maior entalpia de vaporização do que o etanol, no instante da combustão a água absorve parte do calor e expande realizando trabalho, isto leva a entender que a fração de água nos combustíveis E100/W0 ao E60/W40 proporcionam trabalho durante as variações das rotações de forma que a eficiência de conversão de combustível se manteve em média constante.

4.2. EMISSÕES

4.2.1 Emissão de CO

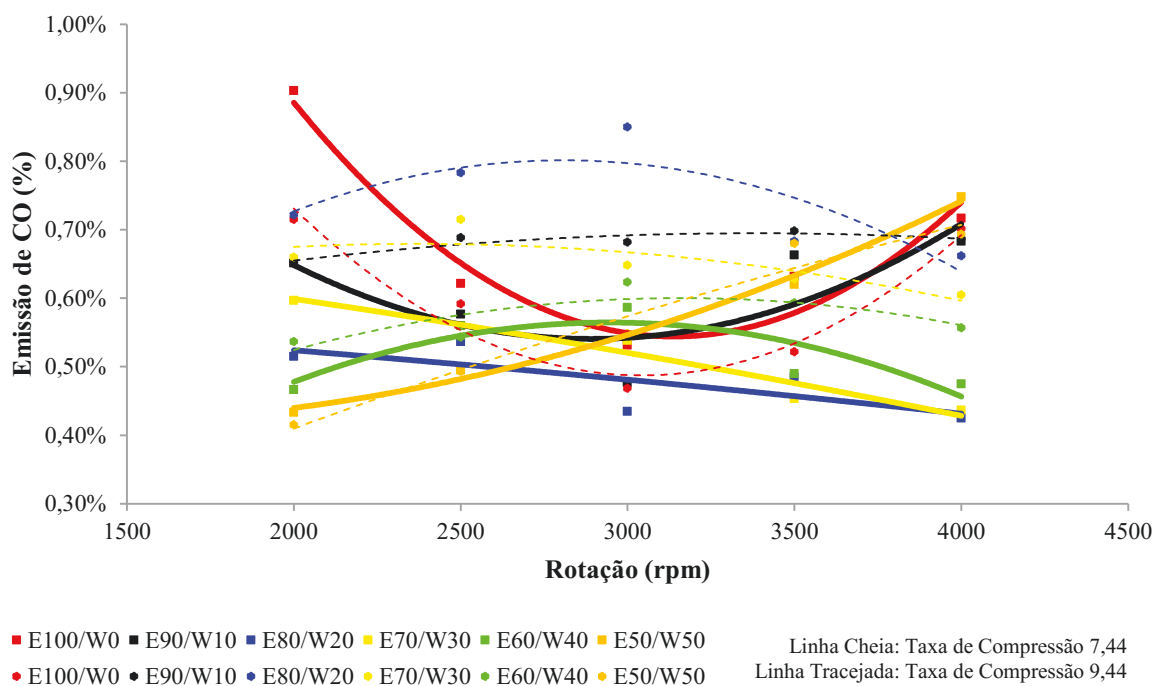
A Figura 64 detalha as curvas médias das emissões de CO ao longo das faixas de rotações. A emissão de CO com o motor operando com a taxa de compressão 7.44:1 foi maior utilizando o combustível E100/W0 em rotação 2000rpm e menor quando foram utilizados os combustíveis E80/W20 e E70/W30 na rotação 4000rpm. As curvas de emissão de CO quando utilizados os combustíveis E100/W0 e E90/W10 tiveram comportamento semelhantes, foram descendentes a partir da rotação 2000rpm à 3000rpm e ascendentes a partir de 3000rpm à 4000rpm, um comportamento contrário deste foi obtido utilizando o combustível E60/W40, pelo qual a curva de emissão de CO se desenvolveu como uma parábola com a concavidade voltada para cima tendo o pico de emissão de CO na rotação de 3000rpm. Outras semelhantes curvas de emissão de CO foram obtidas utilizando os combustíveis E80/W20 e E70/W30, as curvas mostraram que houve redução de emissão de CO ao longo das faixas de rotações, por outro lado utilizando o combustível E50/W50 houve aumento da emissão de CO ao longo das faixas de rotações.

Com o motor operando com a taxa de compressão 9.44:1, as curvas de emissão de CO que apresentaram comportamento semelhante comparado às curvas resultantes quando o motor operou com taxa de compressão 7,44:1 foram as provenientes da utilização dos combustíveis E100/W0, E70/W30, E60/W40 e E50/W50. Com o aumento da taxa de compressão, a utilização do combustível E80/W20 resultou na curva de maior emissão de CO, obtendo pico de emissão entre as rotações 2500rpm e 3000rpm. A curva obtida pela utilização do combustível E90/W10 tornou se em função do aumento da taxa de compressão ascendente ao longo das faixas de rotações.

Arabaci et al. (2015) ao experimentar um motor monocilíndrico operando com seis tempos com injeção direta de água, obteve redução de emissão de CO de 21,97% até a rotação

3000rpm, e aumentou a partir desta rotação, justificando que a combustão incompleta produz aumento de emissão de CO devido não ter disponível na câmara de combustão oxigênio suficiente, por outro lado as emissões de CO reduzem à medida que há excesso de ar disponível na câmara de combustão.

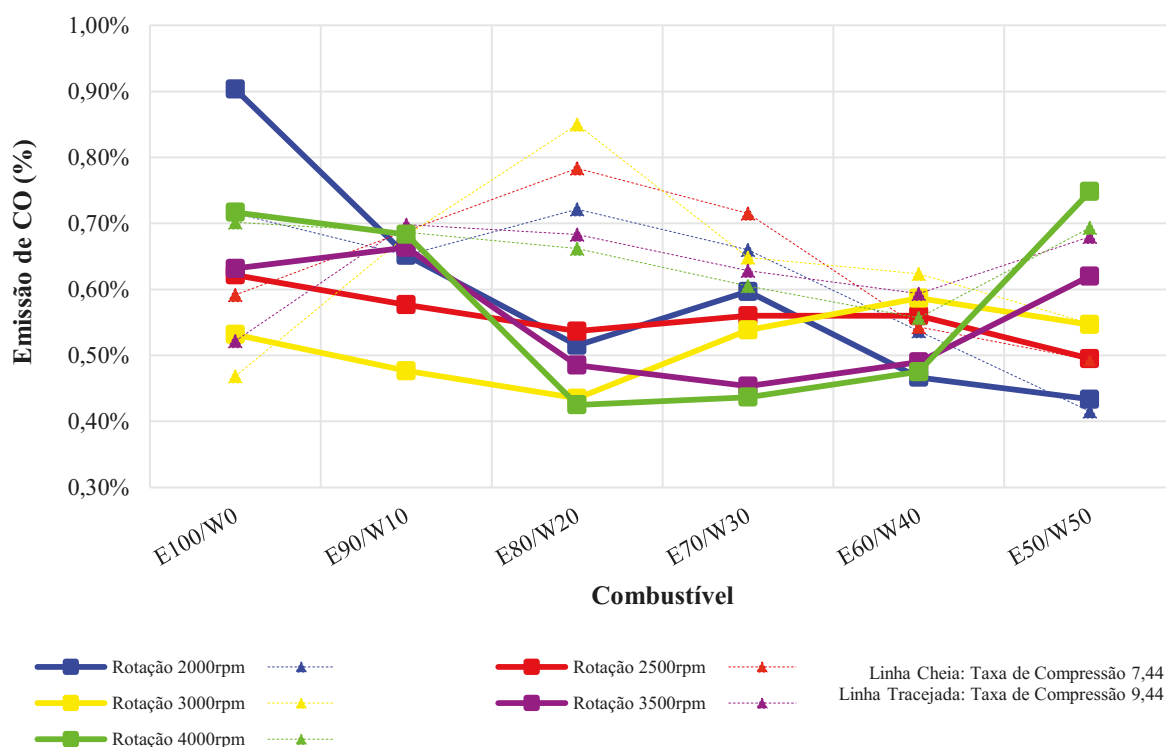
Figura 64: Emissão de CO em função da rotação



Fonte: Autor

Conforme mostrado pela Figura 65, o aumento da taxa de compressão para 9,44:1 aumentou a emissão de CO quando o motor operou com os combustíveis E90/W10, E70/W30, E60/W40 e aumentou significativamente quando foi utilizado o combustível E80/W20. Com o aumento da taxa houve redução de emissão de CO apenas quando o motor operou com o combustível E100/W10, já para o combustível E50/W50 o aumento da taxa de compressão não teve considerada influência na emissão de CO.

Figura 65: Emissão de CO em função do combustível



Fonte: Autor

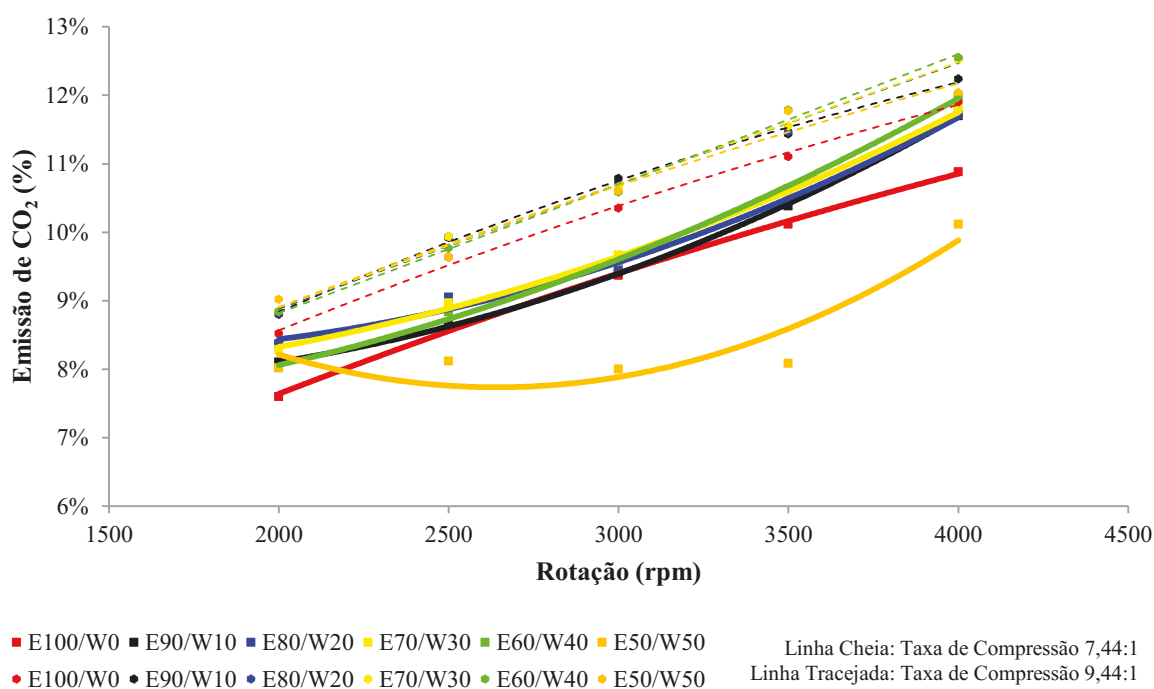
Mack, Aceves e Dibble (2009) ao testarem um motor em modo HCCI, CAD50 e razão de equivalência combustível-ar igual a 0,28, mencionaram que as emissões de CO aumentou com o aumento da porcentagem de água na mistura com etanol, resultado este diferente dos encontrados neste trabalho o qual este efeito não ocorreu. Isto leva a entender que a combustão para os combustíveis E100/W0 e E50/W50 em média foi mais incompleta comparada a combustão proveniente da utilização dos combustíveis E80/W20 quando o motor operou com a taxa de compressão 7,44:1, porém quando o motor operou com a taxa de compressão aumentada, a combustão foi mais incompleta para o combustível E80/W20 em comparação com a combustão resultante dos demais combustíveis. Segundo Saxena et al. (2012) a concentração de CO diminui à medida que há condições de operação que proporcionam menores temperaturas no cilindro, este fato ocorreu para o combustível E100/W0 o qual resultou em média maiores concentrações de CO, sendo as temperaturas de exaustão em média menores comparada com a temperatura de exaustão dos demais combustíveis.

Os resultados encontrados neste trabalho em relação as emissões de CO foram diferentes dos resultados que Saxena et al. (2013) encontrou, no qual as emissões de CO foram maiores com o aumento da fração de água no etanol.

4.2.2 Emissão de CO₂

As curvas das emissões de CO₂ podem ser verificadas na Figura 66 e Figura 67. Com exceção do combustível E50/W50, para todos os demais, as emissões de CO₂ aumentaram à medida que aumentou a rotação do motor, tanto com o motor operando com taxa de compressão igual a 7,44:1 quanto com taxa 9,44:1, com a utilização do combustível E50/W50 a curva de emissão de CO₂ apresentou queda na faixa de rotação entre 2500rpm e 3000rpm.

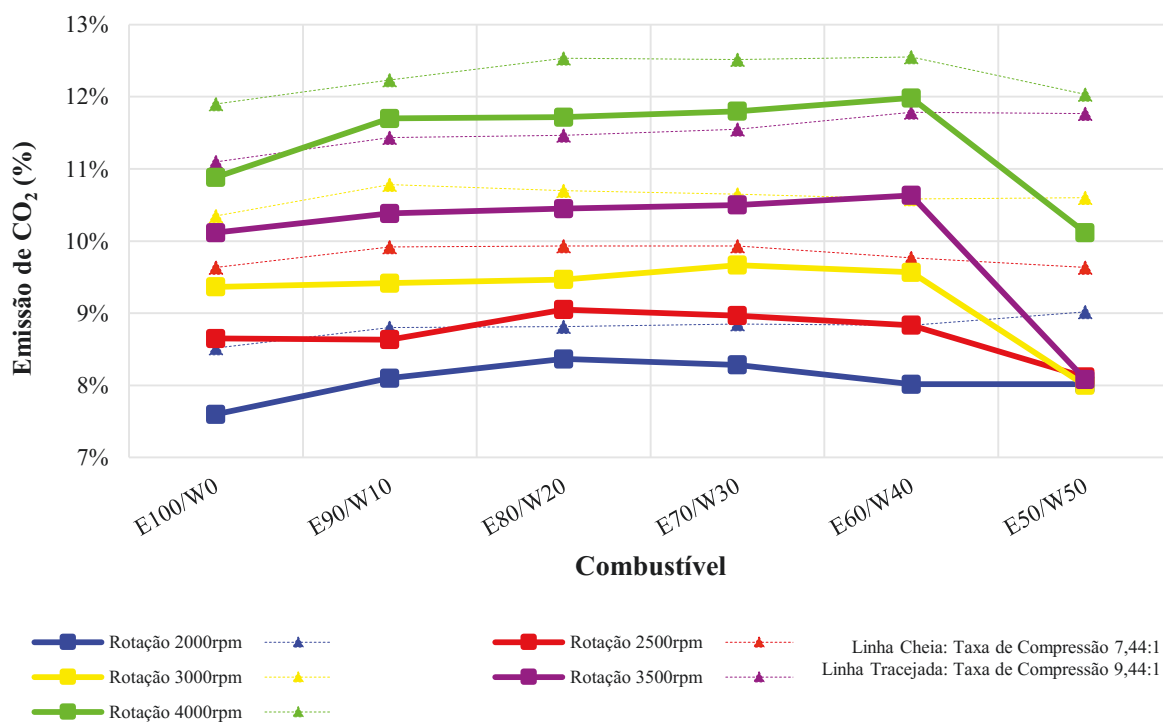
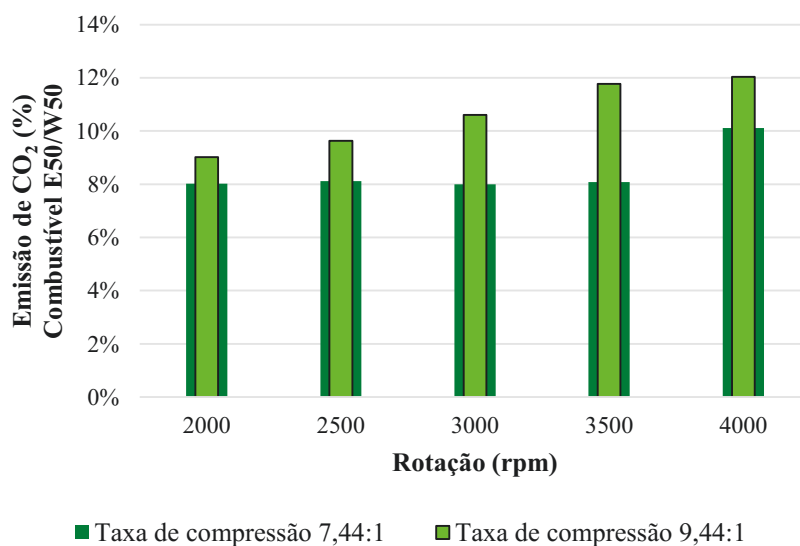
Figura 66: Emissão de CO₂ em função da rotação



Fonte: Autor

À medida que aumentou a porcentagem de água no combustível, não houve significativa diferença na emissão de CO₂, as curvas ao longo das rotações se desenvolveram praticamente de forma constantes, sendo a diferença média entre as emissões de CO₂ entre os combustíveis E100/W0 ao E60/W40 menor que 1%. Com exceção, a curva de emissão de CO₂ quando foi utilizado o combustível E50/W50 nas rotações de 2500rpm a 4000rpm apresentou queda em relação às curvas proporcionadas pelos demais combustíveis.

O aumento da taxa de compressão teve influência nas emissões de CO₂ para todos os combustíveis utilizados. Como o aumento da taxa de compressão houve aumento nas emissões de CO₂, sendo o maior impacto quando foi utilizado o combustível E50/W50 como pode ser verificado na Figura 68.

Figura 67: Emissão de CO₂ em função do combustívelFigura 68: Aumento de emissão de CO₂ em função do aumento da taxa de compressão

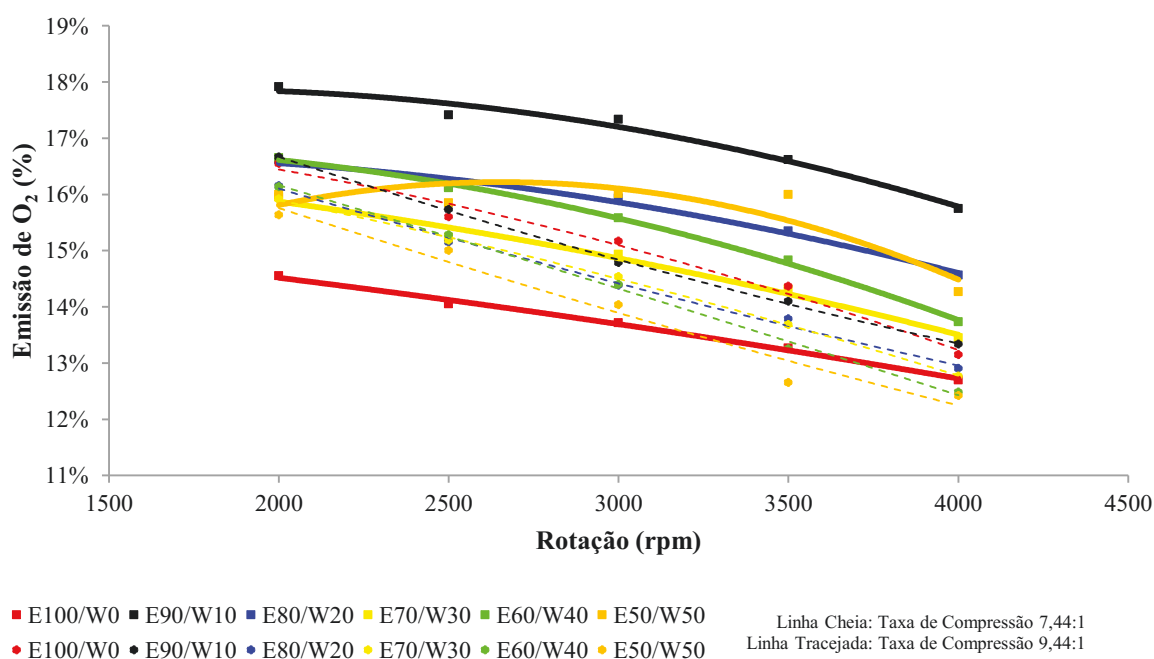
É possível notar que o aumento da taxa de compressão proporcionou uma combustão mais completa para todos os combustíveis testados, pois como mostrado pelas curvas da Figura

67 a formação de CO_2 foi maior quando comparada à formação de CO_2 sem o aumento da taxa de compressão.

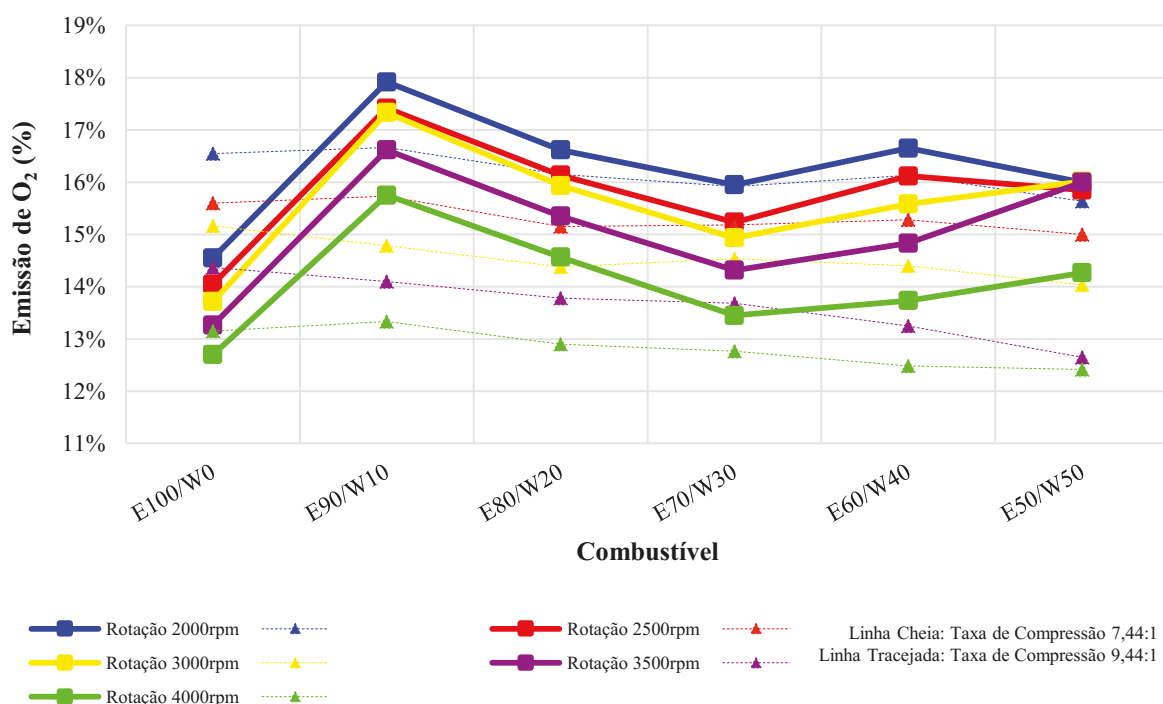
4.2.3 Emissão de O_2

As emissões de O_2 reduziram com o aumento das rotações, os menores valores de emissão de O_2 com o motor operando com taxa de compressão 7,44:1 foram obtidos utilizando o combustível E100/W0, e os maiores valores foram obtidos utilizando o combustível E90/W10, como pode ser verificado na Figura 69. Com o aumento da taxa de compressão, houve redução significativa na emissão de O_2 utilizando o combustível E90/W10, sendo que um comportamento oposto foi verificado quando foi utilizado o combustível E100/W0 o qual aumentou a emissão de O_2 com o aumento da taxa de compressão.

Figura 69: Emissão de O_2 em função da rotação



Fonte: Autor

Figura 70: Emissão de O₂ em função do combustível

Fonte: Autor

Pode ser verificado pela Figura 70 que a partir da utilização do combustível E80/W20 ao E50/W50, as emissões de O₂ praticamente apresentaram comportamento linear em todas as rotações, havendo uma diferença menor que 1,6% aproximadamente entre o maior valor de emissão de O₂ obtido comparado com o menor valor. Com o aumento da taxa de compressão, o comportamento linear em função das variações de combustíveis iniciou-se desde a utilização do E100/W0 ao E50/W50, ou seja, com o motor operando com a taxa de compressão aumentada, a emissão de O₂ foi influenciada apenas pela variação das rotações e pouco influenciada pela porcentagem de água no combustível.

A queda da emissão de O₂ mostrada na Figura 70 com o motor operando com taxa de compressão aumentada em relação a emissão de O₂ sem o aumento da taxa de compressão pode indicar que a combustão foi mais completa, pois, as emissões de CO₂ aumentaram com o aumento da taxa de compressão e com a redução de emissão de O₂.

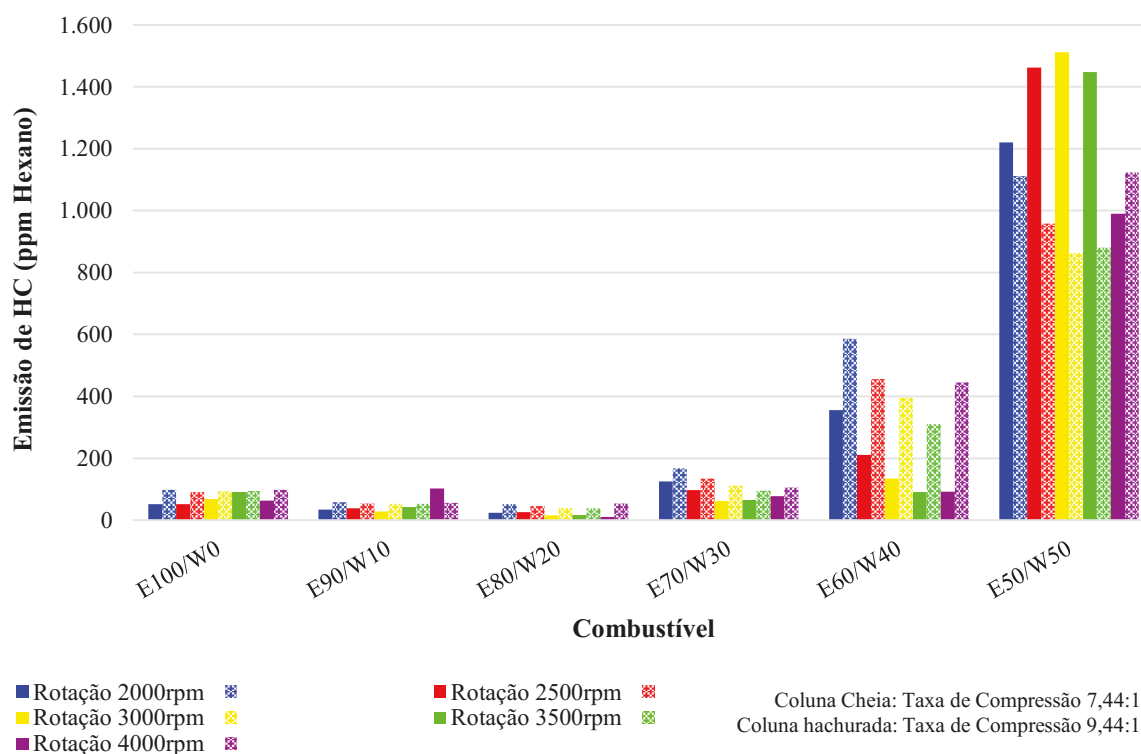
4.2.4 Emissão de HC

A Figura 71 detalha que a emissões de HC obtidas com o motor operando com as taxas de compressão 7,44:1 e 9,44:1 e com os combustíveis E100/W0 ao E70/W30 foram semelhantes atingindo patamares de emissão de HC abaixo de 200ppm, porém, quando o motor

operou com o combustível E60/W40 e E50/W50, houve um crescente aumento das emissões de HC respectivamente.

O aumento da taxa de compressão proporcionou aumento na emissão de HC quando o combustível E60/W40 foi utilizado comparado aos valores encontrados sem o aumento da taxa de compressão, enquanto que para o combustível E50/W50, o aumento da taxa de compressão teve um efeito reverso, pois, nas rotações 2000rpm a 3500rpm, houve redução da emissão de HC, somente quando o motor operou com 4000rpm, o efeito da taxa de compressão para este combustível proporcionou aumento na emissão de HC.

Figura 71: Emissão de HC em função do combustível



Fonte: Autor

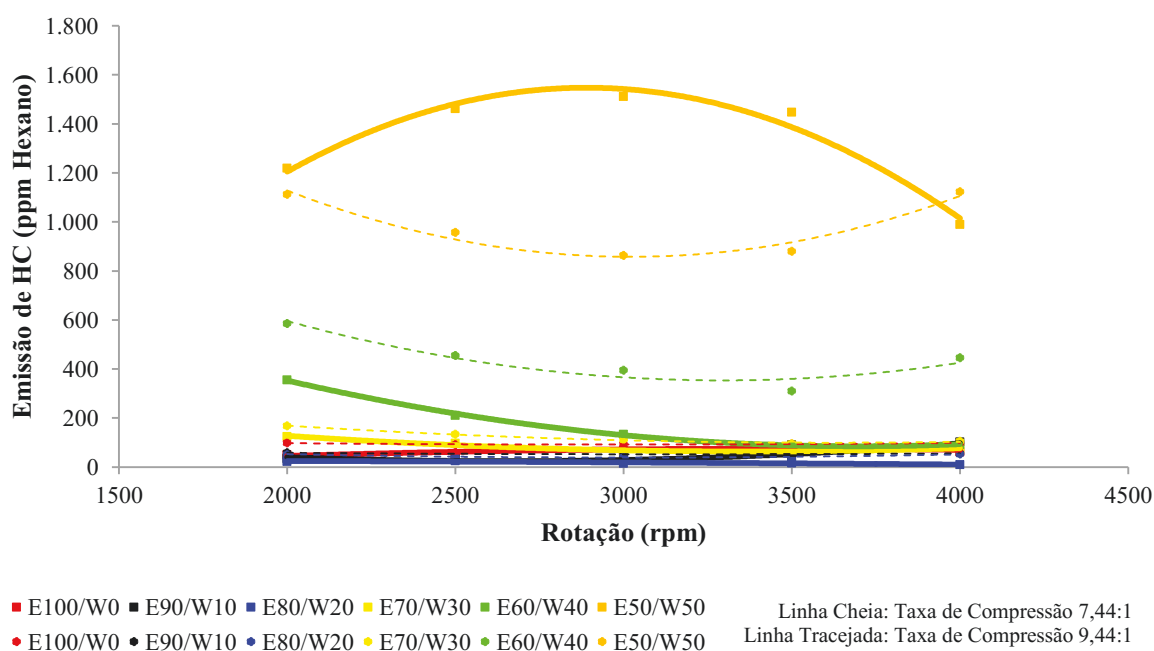
Mack, Aceves e Dibble (2009) ao testarem um motor em modo HCCI, CAD50 e razão de equivalência combustível-ar igual a 0,28, encontraram resultados de emissões de HC semelhantes ao encontrado no trabalho, pois, quando o motor operou com etanol puro obtiveram emissão de HC abaixo de 200ppm, e notaram que à medida que houve aumento da proporção de água no combustível houve consequente aumento nas emissões de HC, indicando que houve incompleta conversão do etanol para produtos da combustão. Por outro lado Saxena et al. (2012) relataram que tipicamente condições que resultam menores temperaturas no cilindro podem aumentar a concentração de HC à medida que a fração de água aumenta na

mistura com etanol, o mesmo resultado foi obtido por Saxena et al. (2013) o qual ao experimentar um motor 4 cilindros houve redução das emissões de HC à medida que aumentou a fração de água no combustível, explicando que estas emissões originaram-se das paredes e regiões estreitas (fendas / crevices em inglês).

É possível dizer também que as emissões de HC aumentaram à medida que aumentou a fração de água no combustível, isto pode ser devido ao resfriamento da chama quando em contato com as superfícies interna do cilindro que estão com menores temperaturas devido à adição da água, por outro lado as emissões de HC reduzem com o aumento da temperatura interna do cilindro, este efeito foi mencionado por Arabaci et al. (2015)

A Figura 72 demonstra o comportamento das curvas médias de emissão de HC em função das variações das rotações. Com a utilização dos combustíveis E100/W0 ao E70/W30, as curvas apresentaram certa linearidade à medida que houve aumento na rotação, quando foi utilizado o combustível E60/W40, a curva de emissão apresentou queda ao longo das variações das rotações com a taxa de compressão 7,44:1 e com a taxa de compressão aumentada para 9,44:1, a curva apresentou queda da rotação 2000rpm à 3500rpm, sendo que após esta rotação, a curva se tornou ascendente até a rotação 4000rpm. Utilizando o combustível E50/W50, o aumento da taxa de compressão fez com que a 3000rpm fosse obtido o menor valor de emissão de HC, opostamente à curva obtida quando o motor operou com o mesmo combustível sem o aumento da taxa de compressão.

Figura 72: Emissão de HC em função da rotação

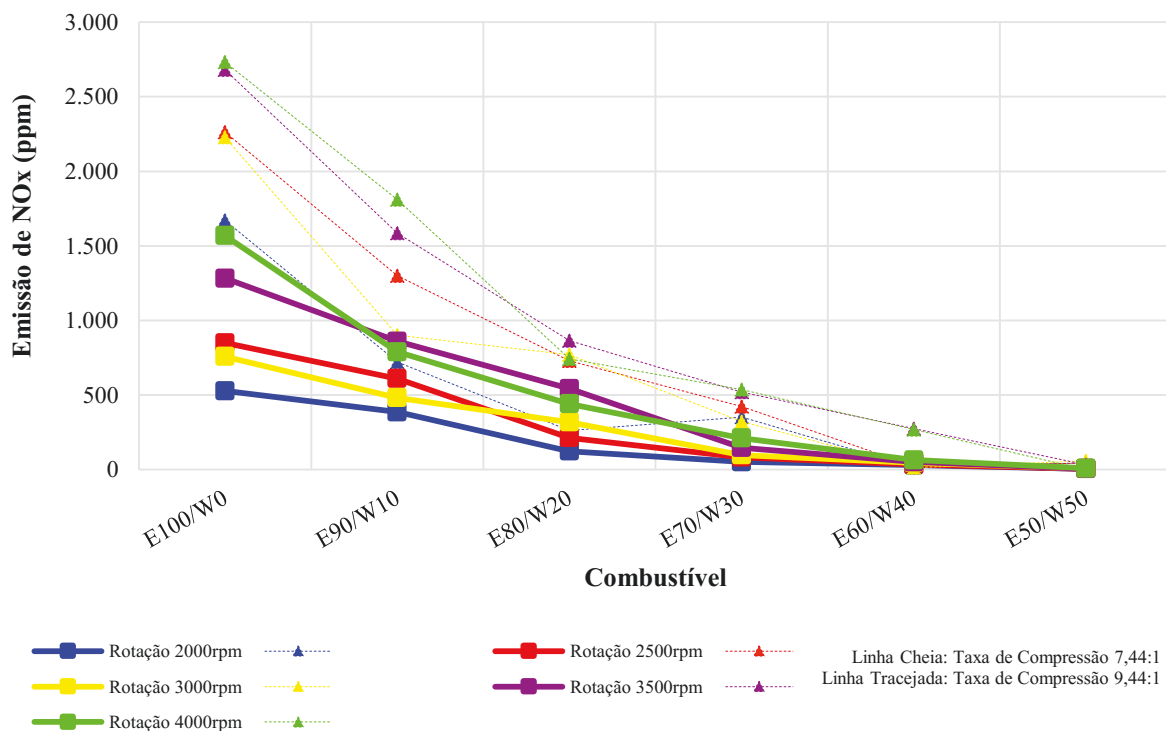


Fonte: Autor

4.2.5 EMISSÃO DE NO_x

As emissões de NO_x foram reduzidas à medida que aumentou a porcentagem de água no combustível, este efeito pôde ser verificado com o motor operando nas duas diferentes taxas de compressão e utilizando todos os combustíveis. O aumento da taxa de compressão proporcionou aumento na emissão de NO_x quando os combustíveis E100/W0, E90/W10, E80/W20, E70/W30, E60/W40 (em média) e E50/W50 (em média) foram utilizados. Pelas curvas apresentadas pela Figura 73, levou-se a entender que a variação da porcentagem de água nos combustíveis preponderou nos resultados da queda da emissão de NO_x. De acordo com Mingrui et al. (2016) muitos estudos realizados apontaram que o aumento da formação de NO_x foi devido ao aumento da taxa de compressão, por outro lado explica que o processo de dissociação térmico da água forma hidróxido e hidrogênio em alta temperatura absorvendo o calor durante a combustão, complementando que a água não absorve somente o calor dos gases de admissão mas também fornece oxigênio para a queima do combustível e reduz a temperatura local da chama levando a menor emissão de NO_x.

Figura 73: Emissão de NO_x em função do combustível



Fonte: Autor

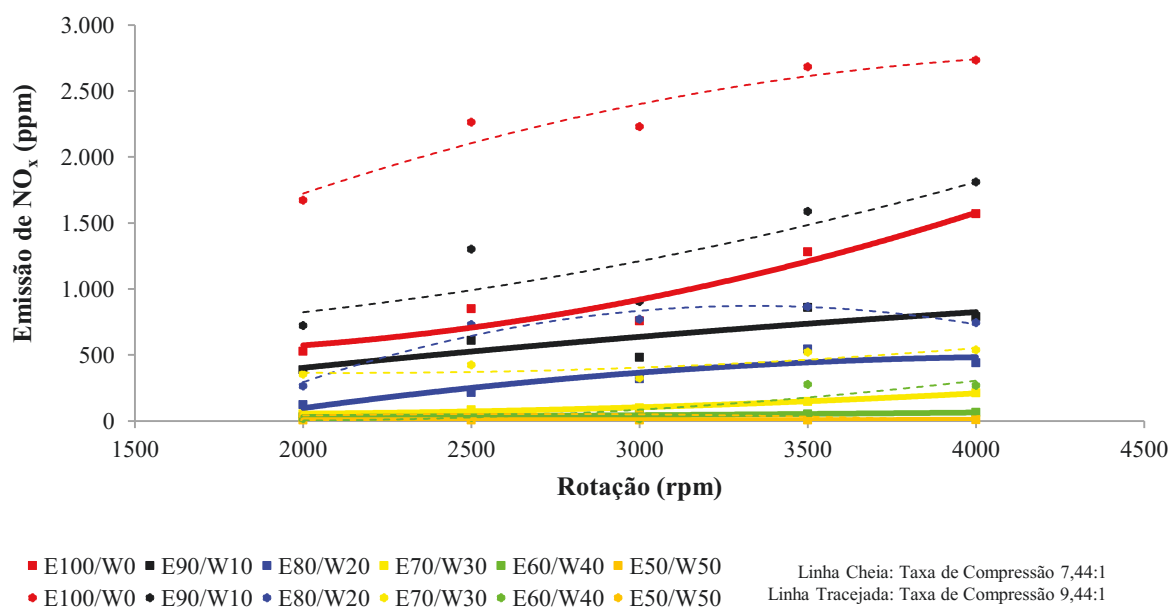
Saxena et al. (2013) encontrou resultados semelhantes ao experimentar um motor 4 cilindros Volkswagen 1,9L, com maior fração de água no etanol permitiram menor emissão de NO_x , justificando que o resultado encontrado foi devido a fração de água agir como um diluente não reativo para reduzir o pico de temperatura interna do cilindro.

De acordo com Arabaci et al. (2015), as emissões de NO_x são produzidas em maiores temperaturas de combustão, porém a injeção de água causa a redução da temperatura interna no cilindro, então a formação de NO_x é impedida, por outro lado, foi explicado que à medida que aumenta o consumo de água, a emissão de NO_x reduz, devido a água injetada impedir o aumento da temperatura interna no cilindro significativamente.

Tesfa et al. (2011) explica que quando a mistura ar e água é injetada na câmara de combustão parte do calor é absorvido pela água durante seu processo de vaporização, tal processo reduz o pico de temperatura da chama que negativamente impacta na formação de emissão de NO_x , além de que a injeção de água no cilindro muda as propriedades termo físicas da água que tem um efeito no coeficiente de transferência de calor facilitando a perda de calor através das paredes do cilindro.

Pelas curvas médias mostradas na Figura 74, foi verificado que com o aumento da rotação do motor, aumentou-se a emissão de NO_x , sendo os maiores patamares obtidos quando o motor operou utilizando o combustível E100/W0 com taxa de compressão 9,44:1 e os menores patamares de emissão de NO_x foram obtidos quando o motor operou com o combustível E50/W50 com taxa de compressão 7,44:1.

Figura 74: Emissão de NO_x em função da rotação

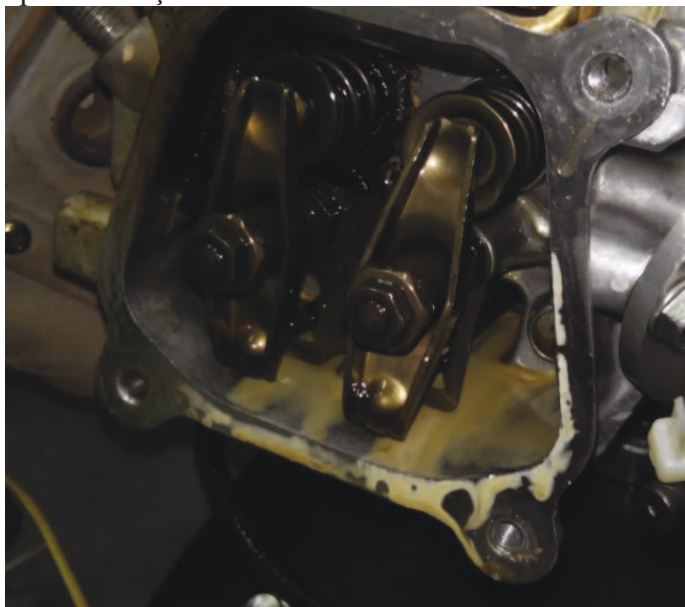


Fonte: Autor

4.3. CONSEQUÊNCIA DO USO DO ETANOL MUITO HIDRATADO

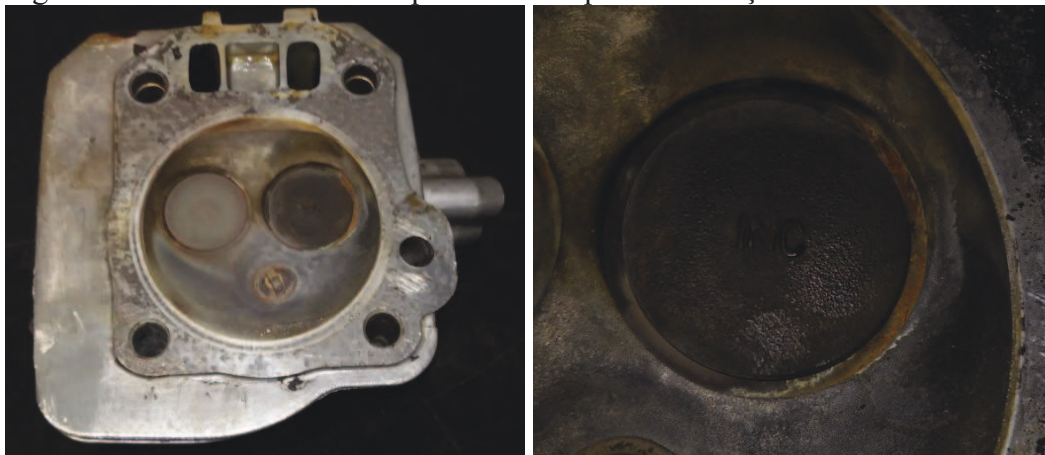
O etanol com frações de água pode ser um biocombustível atrativo, pois, além de apresentar resultados significantes, pode proporcionar redução nos custos de produção do etanol atualmente utilizado, porém, por outro lado, diversas alterações seriam necessárias de serem feitas no motor para evitar problemas com contaminação do óleo pelo combustível criando emulsões e corrosão dos componentes metálicos. A Figura 75 e Figura 76 mostram a condição do óleo lubrificante do motor após operar com o combustível E50/W50 e também mostra alguns pontos apresentando corrosão.

Figura 75: Condição do óleo lubrificante do motor após utilização do E50/W50



Fonte: Autor

Figura 76: Pontos de corrosão apresentados após a realização de todos os testes



Fonte: Autor

5 CONCLUSÃO

Este trabalho discutiu os resultados experimentais de um motor de combustão interna de ignição por centelha operando com duas taxas de compressão e diversas misturas etanol e água nas frações de água no etanol em volume de 0%, 10%, 20%, 30%, 40% e 50%.

O motor operou com estabilidade durante todos os testes inclusive com a utilização do combustível E50/W50. Mediante estes resultados é possível confirmar que o motor nas condições de operação conforme metodologia aplicada foi capaz de operar com misturas etanol e água em fração volumétrica até 50%.

Os principais resultados em síntese podem ser sumarizados conforme os seguintes tópicos:

- a) Com a taxa de compressão 7,44:1, o maior torque foi obtido com o combustível E90/W10 em 4000rpm, e o menor torque com o E50/W50 em 3500rpm;
- b) Com a taxa de compressão aumentada para 9,44:1 o maior torque foi obtido com o combustível E80/W20 em 3500rpm e o menor torque com o E50/W50 em 4000rpm;
- c) Com a taxa de compressão 7,44:1, a maior potência foi obtida com o combustível E90/W10 em 4000rpm, e a menor potência com o E50/W50 em 2000rpm;
- d) Com a taxa de compressão aumentada para 9,44:1 a maior potência foi obtida com o combustível E70/W30 em 4000rpm e a menor potência com o E60/W40 em 2000rpm;
- e) O consumo horário de combustível aumentou à medida que aumentou a fração de água no etanol, sendo o menor consumo de combustível obtido com o E100/W0 e o maior com o E50/W50, foi evidente que o consumo de combustível está diretamente relacionado ao poder calorífico inferior do combustível;
- f) O aumento da taxa de compressão teve pouca influência nas variações do consumo de combustível;
- g) O consumo específico de combustível também aumentou com o aumento da fração de água no combustível, porém ao longo das variações das rotações a maioria das curvas se desenvolveram de forma horizontal o que mostra que o combustível foi bem aproveitado ao longo das rotações do motor;
- h) O aumento da taxa de compressão reduziu o consumo específico de combustível em todos os combustíveis, mais significativamente quando foi utilizado o combustível E50/W50;

- i) O aumento da fração de água no combustível sem o aumento da taxa de compressão teve pouca influência na temperatura de exaustão proveniente da utilização de todos os combustíveis, apenas na rotação 2000rpm o efeito do aumento da porcentagem de água foi evidente na redução da temperatura de combustão;
- j) Ficou evidente que o aumento da taxa de compressão reduziu a temperatura de exaustão em todos os combustíveis testados e ficou mais evidente que o aumento da fração de água influenciou a redução da temperatura de exaustão;
- k) Sem o aumento da taxa de compressão o avanço do ponto de ignição variou mais em função do aumento da rotação do motor e pouco em função do aumento da fração de água;
- l) Com o aumento da taxa de compressão o avanço do ponto de ignição foi maior tanto em função do aumento da porcentagem de água no combustível quanto em função do aumento de rotação;
- m) A eficiência de conversão do combustível se manteve em média entre 35% e 40% sem o aumento da taxa de compressão do motor, porém quando o motor operou com taxa de compressão aumentada, a média subiu para aproximadamente 45%, em ambas condições de operação das taxas de compressão com a utilização do combustível E50/W50 obteve-se os menores valores de eficiência de conversão do combustível;
- n) As emissões de CO foram menores em média quando o motor operou sem o aumento da taxa de compressão com os combustíveis E80/W20 e E70/W30 e foram maiores em média quando foi utilizado o combustível E100/W0;
- o) Com o aumento da taxa de compressão, as emissões de CO foram maiores quando o motor operou com o combustível E80/W20, desta forma ficou evidente que a combustão quando utilizado este combustível foi mais incompleta em relação à combustão proveniente da utilização dos demais combustíveis;
- p) As emissões de CO₂ foram maiores com o aumento da taxa de compressão e aumento das rotações do motor, e tiveram pouca influência em função das frações de água no combustível. Entre todos os combustíveis testados, o ganho nas emissões de CO₂ foi mais significativo quando o motor operou com o combustível E50/W50;
- q) As emissões de O₂ foi reduzida à medida que houve aumento nas rotações, levando a entender que a combustão tendeu a ser mais completa com altas rotações do motor;

- r) O aumento da fração de água no combustível proporcionou significativo aumento de emissão de HC quando o motor operou com os combustíveis E60/W40 e E50/W50. Resultado este semelhante ao encontrado na literatura, podendo ser em função da baixa conversão do etanol para produtos da combustão ou também em função do contato da chama com as paredes do cilindro que devido ao aumento de fração de água estão com menores temperaturas;
- s) As emissões de NO_x notadamente reduziram em função do aumento da fração de água no combustível, por outro lado, o aumento da taxa de compressão fez com que houvesse aumento na emissão de NO_x, porém o declínio da curva não foi afetado pelo aumento da taxa de compressão mas sim pelo aumento da fração de água no combustível. A utilização do combustível E100/W0 proporcionou maior emissão de NO_x quando o motor operou com taxa de compressão 9,44:1.

Algumas desvantagens ficaram evidentes com a utilização do etanol com altas frações de água, sendo uma delas o maior consumo de combustível em função do seu menor poder calorífico inferior, por outro lado a utilização dos combustíveis E80/W20 e E70/W30 com uma taxa de compressão adequada poderiam ser atrativos pelos resultados apresentados durante os testes como torque, potência, consumo específico, eficiência de conversão do combustível, emissões de CO₂, HC e NO_x.

Contudo, é sabido que buscar desenvolver motores com taxa de compressão otimizada para o etanol é algo remoto no Brasil uma vez que os veículos Flex-Fuel podem ser mais atrativos, porém desta forma os motores continuam sem utilizar o máximo potencial do etanol e de um potencial combustível etanol com água.

Como sugestão de trabalhos futuros, existem diversas lacunas ainda que poderiam ser exploradas como:

- a) Estudo com motor de combustão interna ciclo Otto operando com diversas misturas etanol e água em cargas parciais;
- b) Estudo com motor de combustão interna ciclo Otto com diferentes taxas de compressão operando em cargas parciais;
- c) Estudo com motor de combustão interna ciclo Otto de maiores cilindradas operando com diversas misturas etanol e água;
- d) Estudo das emissões de um motor de combustão interna ciclo Otto operando com diversas misturas etanol e água aplicando o uso do conversor catalítico;

- e) Estudo da durabilidade dos componentes do motor quando operar com mistura etanol e água em frações entre 80% e 70% de água no etanol em volume;
- f) Estudo da eficiência do óleo lubrificante ao longo do tempo com o motor operando com mistura etanol e água em frações entre 80% e 70%.

REFERÊNCIAS

A BÍBLIA. **E ainda que tivesse o dom de profecia, e conhecesse todos os mistérios e toda a ciência, e ainda que tivesse toda a fé de maneira tal que transportasse os montes, e não tivesse a caridade, nada seria.** Tradução de João Ferreira de Almeida. 2 ed. São Paulo: Geográfica, 2009. Velho Testamento e Novo Testamento.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13037:** veículos rodoviários automotores - Gás de escapamento emitido por motor diesel em aceleração livre - Determinação da opacidade. Rio de Janeiro, 2001.

_____. **NBR ISO/IEC 17025:** requisitos gerais para a competência de laboratórios de ensaio e calibração. Rio de Janeiro, 2005.

_____. **NBR 14008:** veículos rodoviários automotores leves - Determinação do fator de deterioração das emissões de gases durante o acúmulo de rodagem. Rio de Janeiro, 2007.

_____. **NBR 15598:** veículos rodoviários automotores leves - Determinação de etanol não queimado contido no gás de escapamento, por cromatografia gasosa - Método de ensaio. Rio de Janeiro, 2008.

_____. **NBR 7024:** veículos rodoviários automotores leves — Medição do consumo de combustível — Método de ensaio. Rio de Janeiro, 2010.

_____. **NBR 11481:** veículos rodoviários automotores leves — Medição da emissão evaporativa. Rio de Janeiro, 2010.

_____. **NBR 8689:** veículos rodoviários automotores leves — Combustíveis para ensaio — Requisitos. Rio de Janeiro, 2012.

_____. **NBR 6601:** veículos Rodoviários Automotores Leves — Determinação de Hidrocarbonetos, Monóxido de Carbono, óxidos de Nitrogênio, Dióxido de Carbono e Material Particulado no Gás de Escapamento. Rio de Janeiro, 2012.

_____. **NBR 12026:** veículos rodoviários automotores leves - Determinação da emissão de aldeídos e cetonas contidos no gás de escapamento, por cromatografia líquida - Método DNPH. Rio de Janeiro, 2016.

_____. **NBR 15531:** etanol combustível - Determinação do teor de água - Método volumétrico de Karl Fischer. Rio de Janeiro, 2016.

AMBRÓS, W.M. et al., Experimental analysis and modeling of internal combustion engine operating with wet ethanol, **Fuel**, vol. 158, out. 2015, p. 270-278.

ANFAVEA. **Seminário sobre Emissões de Veículos Diesel São Paulo, 27 de outubro de 2009.** Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/documentos/SeminarioItem1.pdf>>. Acesso em: 10 ago. 2016

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS.

Resolução ANP Nº 19, de 15 de abril de 2015. Estabelece as especificações do Etanol Anidro Combustível e do Etanol Hidratado Combustível, contidas no Regulamento Técnico, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional. Disponível em:

<<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 13 ago. 2016.

_____. **Resolução ANP Nº 40**, de 25 de outubro de 2013. Regula as especificações das gasolinas de uso automotivo, consoante as disposições contidas no Regulamento Técnico nº 3/2013, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional. Disponível em:

<<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 13 ago. 2016.

_____. **Resolução ANP Nº 50**, de 23 de dezembro de 2013. Regulamenta as especificações do óleo diesel de uso rodoviário, contidas no Regulamento Técnico ANP nº 4/2013, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional. Disponível em:

<<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 13 ago. 2016.

_____. **Resolução ANP Nº 65**, de 09 de dezembro de 2011. Regulamenta as especificações dos óleos diesel de uso rodoviário, consoante as disposições contidas no Regulamento Técnico ANP nº 8/2011, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional. Disponível em:

<<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 13 ago. 2016.

CONSELHO INTERMINISTERIAL DO AÇÚCAR E DO ALCOOL. **Resolução CIMA Nº 1**, de 04 de março de 2015. Recomenda a fixação, a partir da zero hora do dia 16 de março de 2015, do percentual obrigatório de adição de etanol anidro combustível à gasolina. Disponível em:

<<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 13 ago. 2016.

ARABACI, E., IÇINGÜR, Y., SOMAZ, H., UYUMAZ, A., YILMAZ, E., Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six-stroke engine, **Energy Conversion and Management**, vol. 98, Abr. 2015, p. 89-97.

ASTM. **ASTM D2699**. Standard Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel, West Conshohocken, PA, USA, 2015.

ASTM. **ASTM D2700**: Standard Test Method for Motor Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel. West Conshohocken, PA, USA, 2016.

BEATRICE, C.; GUIDO, C.; DI IORIO, S., Experimental analysis of alternative fuel impact on a new “torque-controlled” light-duty diesel engine for passenger cars. **Fuel**, vol. 89, nov. 2010, p. 3278-3286.

BEM, A. J. D. **Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM**. 2008. 231 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

BMW Group. **BMW Group Innovation Days 2015. Drive technologies of the future**. 2015. Disponível em: <<https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0223224EN/bmw-group-innovation-days-2015-drive-technologies-of-the-future>>. Acesso em: 01 set. 2016.

BORETTI, A., Water injection in directly injected turbocharged spark ignition engines, **Applied Thermal Engineering**, vol. 52, Nov. 2012, p. 62-68.

BRASIL, B. dos S. F. **Microalgas: a 3ª geração de biocombustíveis no Brasil**. 2014. Disponível em: <<https://www.infoteca.cnptia.embrapa.br/infoteca/bitstream/doc/991420/1/microalgas.pdf>>. Acesso em: 16 ago. 2016

CARVALHO, M. A. S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. 2011. 147 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) - Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2011.

CATAPANO, F. et al., A comprehensive analysis of the effect of ethanol, methane and methane-hydrogen blend on the combustion process in a PFI (port fuel injection) engine. **Energy**, vol. 88, ago. 2015, p. 101-110.

CETESB. **Emissão veicular**. Disponível em: <<http://veicular.cetesb.sp.gov.br/>>. Acesso em: 11 ago. 2016

CETESB. **Plano de Controle de Poluição Veicular do Estado de São Paulo 2014-2016**. Disponível em: <http://veicular.cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/sites/35/2013/12/Plano_de_Controlde_de_Poluicao_Veicular_do_Estado_de_Sao_Paulo_2014-2016.pdf>. Acesso em: 11 ago. 2016

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 018**, de 06 de maio de 1986. Dispõe sobre a criação do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE. Publicada no DOU, de 17 de junho de 1986, Seção 1, páginas 8792-8795. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=41>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 008**, de 31 de agosto de 1993. Complementa a Resolução nº 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados. Publicação DOU nº 250, de 31/12/1993, págs. 21536-21541. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=133>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 016**, de 17 de dezembro de 1993. Ratifica os limites de emissão, os prazos e demais exigências contidas na Resolução CONAMA nº 018/86, que institui o Programa Nacional de Controle da Poluição por Veículos Automotores - PROCONVE, complementada pelas Resoluções CONAMA nº 03/89, nº 004/89, nº 06/93, nº 07/93, nº 008/93 e pela Portaria IBAMA nº 1.937/90; torna obrigatório o licenciamento ambiental junto ao IBAMA para as especificações, fabricação, comercialização e distribuição de novos combustíveis e sua formulação final para uso em todo o país. Publicação DOU nº 250, de 31/12/1993, pág. 21541. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=141>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 027**, de 17 de dezembro de 1994. Fixa novos prazos para cumprimento de dispositivos da Resolução CONAMA nº 008/93, que complementa a Resolução nº 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados. Publicação DOU nº 248, de 30/12/1994, pág. 21348. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=168>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 016**, de 13 de dezembro de 1995. Complementa a Resolução CONAMA nº 008/93, que complementa a Resolução nº 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados, determinando homologação e certificação de veículos novos do ciclo Diesel quanto ao índice de fumaça em aceleração livre. Publicação DOU nº 249, de 29/12/1995, págs. 22877-22878. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=194>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 017**, de 13 de dezembro de 1995. Ratifica os limites máximos de emissão de ruído por veículos automotores e o cronograma para seu atendimento previsto na Resolução CONAMA nº 008/93 (art. 20), que complementa a Resolução nº 018/86, que institui, em caráter nacional, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE, estabelecendo limites máximos de emissão de poluentes para os motores destinados a veículos pesados novos, nacionais e importados. Publicação DOU nº 249, de 29/12/1995, págs. 22878-22879. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=195>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 315**, de 29 de outubro de 2002. Dispõe sobre a nova etapa do Programa de Controle de Emissões Veiculares-PROCONVE. Publicação DOU nº 224, de 20/11/2002, págs. 90-92. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=337>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 403**, de 11 de novembro de 2008. Dispõe sobre a nova fase de exigência do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE para veículos pesados novos (Fase P-7) e dá outras providências. Publicação DOU nº 220, de 12/11/2008, págs. 92-93. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=591>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 414**, de 24 de setembro de 2009. Altera a resolução no 18, de 6 de maio de 1986, do Conselho Nacional do Meio Ambiente-CONAMA e reestrutura a Comissão de Acompanhamento e Avaliação do PROCONVE-CAP, em seus objetivos, competência, composição e funcionamento. Publicação DOU nº 184, de 25/09/2009, págs. 52-53. Disponível em: < <http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=614>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 415**, de 24 de setembro de 2009. Dispõe sobre nova fase (PROCONVE L6) de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário e dá outras providências. Publicação DOU nº 184, de 25/09/2009, págs. 53-54. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=615>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 433**, de 13 de julho de 2011. Dispõe sobre a inclusão no Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE e estabelece limites máximos de emissão de ruídos para máquinas agrícolas e rodoviárias novas. Publicação DOU nº 134, de 14/07/2011, pág. 69. Disponível em: < <http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=654>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

ENGENHARIA AUTOMOTIVA E AEROESPACIAL. São Paulo: SAE BRASIL, 2015, n. 68, dez. 2015.

EPA. **Global Greenhouse Gas Emissions Data**. 2016. Disponível em: <<https://www3.epa.gov/climatechange/ghgemissions/global.html>>. Acesso em: 28 jul. 2016.

EPE. **Análise de Conjuntura dos Biocombustíveis**. 2015. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/Petroleo/Documents/An%C3%A1lise%20de%20Conjuntura%20dos%20Biocombust%C3%ADveis%20-%20boletins%20peri%C3%B3dicos/An%C3%A1lise%20de%20Conjuntura%20dos%20Biocombust%C3%ADveis1%20-%20Ano%202015.pdf>>. Acesso em: 29 jul. 2016.

FAGUNDEZ, J.L.S. et al., Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two-zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol. **Applied Thermal Engineering**, vol. 115, Dez. 2016, p. 22-32.

FAGUNDEZ, J.L.S. et al., Determination of optimal wet ethanol composition as a fuel in spark ignition engine. **Applied Thermal Engineering**, vol. 112, Out. 2016, p. 317-325.

FAYYAZBAKHS, A.; PIROUZFAR, V., Investigating the influence of additives-fuel on diesel engine performance and emissions: Analytical modeling and experimental validation. **Fuel**, vol. 171, mai. 2016, p. 167-177.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. 2. ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons. Inc, 2001.

GALLONI, E. et al., Performance analyses of a spark-ignition engine firing with gasoline–butanol blends at partial load operation. **Energy Conversion and Management**, vol. 110, fev. 2016, p. 319-326.

GENG, P.; ZHANG, H.; YANG, S., Experimental investigation on the combustion and particulate matter (PM) emissions from a port-fuel injection (PFI) gasoline engine fueled with methanol-ultralow sulfur gasoline blends, **Fuel**, vol. 145, abr. 2015, p. 221-227.

HE, B., Advances in emission characteristics of diesel engines using different biodiesel fuels, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 60, jul. 2016, p. 570-585.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Nova Iorque: McGraw-hill, Inc., 1988.

HUNTER, J. M., ACEVES, S. M., DIBBLE, R. W., Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, **Energy**, v 34, Abril 2009, p. 782-787.

IBAMA. **Procedimento para obtenção de LCVM**. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/areas-tematicas-qa/procedimentos-para-obtencao-de-lcvm>>. Acesso em: 11 ago. 2016.

IBAMA. **PROCONVE/PROMOT. 2011**. Disponível em: <http://www.ibama.gov.br/phocadownload/Qualidade_Ambiental/manual%20proconve%20promot_portugues.pdf>. Acesso em: 10 ago. 2016.

IMRAN, A. et al., Review on alcohol fumigation on diesel engine: A viable alternative dual fuel technology for satisfactory engine performance and reduction of environment concerning emission, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 26, out. 2013, p. 739-751.

JARDINE, J. G.; BARROS, T. D. **Álcool**. Disponível em: <<http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/agroenergia/arvore/CONT000f837cz5r0z8kfsx007poik77p5zs9.html>>. Acesso em: 28 jul. 2016.

JARDINE, J. G.; BARROS, T. D. **Matérias-primas**. Disponível em: <<http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/agroenergia/arvore/CONT000fbl23vn102wx5eo0sawqe3c0lp4xz.html>>. Acesso em: 15 ago. 2016.

KASS, M. et al., Compatibility of elastomers with test fuels of gasoline blended with ethanol, **Sealing Technology**, vol. 2012, dez. 2012, p. 7-12

KHALIQ, A., TRIVEDI, S. K., DINCER, I., Investigation of a wet ethanol operated HCCI engine based on first and second law analyses, **Applied Thermal Engineering**, vol. 31, p. 1621-1629.

LANZANOVA, T. D. M.; NORA, M. D.; HUA, Z., Performance and economic analysis of a direct injection spark ignition engine fueled with wet ethanol. **Applied Energy**, vol. 169, mai. 2016, p. 230-239.

LI, W.; LIU, Z.; WANG, Z., Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual-fuel engine. **Energy**, vol. 94, jan. 2016, p. 728-741.

MACK, J. H.; ACEVES, S. M.; DIBBLE, R. W., Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. **Energy**, vol. 34, fev. 2009, p. 782-787.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 4. ed. Porto: Publindústria, 2013.
Ministério do Meio Ambiente. **Emissões Veiculares**. Disponível em:
<<http://www.mma.gov.br/mma-em-numeros/emissoes-veiculares>>. Acesso em: 09 ago. 2016.

MINGRUI, W. et al., Water injection for engine performance and lower emissions, **Journal of the Energy Institute**, vol. 90, Jan. 2016, p. 285-299.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários**: 2013, Ano Base 2012 - Relatório Final. 2014.
Disponível em:
<http://www.mma.gov.br/images/arquivo/80060/Inventario_de_Emissoes_por_Veiculos_Rodoviarios_2013.pdf>. Acesso em: 11 ago. 2016.

MURCAK, A. et al., Effect of injection timing to performance of a diesel engine fuelled with different diesel-ethanol mixtures, **Fuel**, vol. 153, ago. 2015, p. 569-577.

NOVACANA. **Sobre o etanol**. Disponível em: <<https://www.novacana.com/etanol/sobre-etanol/>>. Acesso em: 27 ago. 2016.

OICA. **2014 Production Statistics**. 2014. Disponível em:
<<http://www.oica.net/category/production-statistics/2014-statistics/>>. Acesso em: 28 jul. 2016.

OLIVEIRA, E.C.S. et al., Determinação de adulteração de etanol combustível com metanol por ressonância magnética nuclear associada a ferramentas quimiométricas. In: 52º Congresso Brasileiro de Química, 2012, Recife. **Química Tecnológica**. Disponível em:
<<http://www.abq.org.br/cbq/2012/trabalhos/9/845-14325.html>>. Acesso em: 29 jul. 2016.

PANDIYARAJAN, V. et al., Second law analysis of a diesel engine waste heat recovery with a combined sensible and latent heat storage system, **Energy Policy**, vol. 39, out. 2011, p. 6011-6020.

PEDROZO, V. B. et al., Experimental analysis of ethanol dual-fuel combustion in a heavy-duty diesel engine: An optimisation at low load. **Applied Energy**, vol. 165, mar. 2016, p. 165-182.

PENIDO FILHO, P. **O Álcool Combustível**: Obtenção e aplicação nos motores. São Paulo: Nobel, 1980.

POURKHESALIAN, A. M.; SHAMEKHI, A. H.; SALIMI, F., Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics, **Fuel**, vol. 89, mai. 2010, p. 1056-1063.

PROCON/MA. **PROCON/MA firma convênio com ANP para fiscalização da qualidade dos combustíveis**. Disponível em: <<http://www.procon.ma.gov.br/?s=anp&submit=Search>>. Acesso em: 29 jul. 2016.

RAHMAN, K. M.; KAWAHARA, N.; TSUBOI, K.; TOMITA, E., Combustion Characteristics of wet ethanol ignited using a focused Q-switched Nd:YAG nanosecond laser, **Fuel**, vol. 165, Out. 2015, p. 331-340.

RAIZEN. **Tecnologia em energia renovável**: Etanol de segunda geração. 2014. Disponível em: <<http://www.raizen.com.br/energia-do-futuro-tecnologia-em-energia-renovavel/etanol-de-segunda-geracao>>. Acesso em: 16 ago. 2016

RAKOPOULOS, C.D., MICHOS, C.N., GIAKOUMIS, E.G., Availability analysis of a syngas fueled spark ignition engine using a multi-zone combustion model, **Energy**, vol. 33, set. 2008, p. 1378-1398.

RAKOPOULOS, K. M., KAWAHARA, N., TSUBOI, K., TOMITA, E., Combustion characteristics of wet ethanol ignited using a focused Q-switched Nd:YAG nanosecond lases, **Fuel**, vol. 165, Out. 2015, p. 331-340.

SAXENA, S., SCHNEIDER, S., ACEVES S., DIBBLE, R., Wet ethanol in HCCI with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels, **Applied Energy**, v 90, Abril 2012, p. 448-457.

SAXENA, S., VUILLEUMIER, D., KOZARAC, D., KRIECK, M., DIBBLE, R., ACEVES, S., Optimal operating conditions for wet ethanol in a HCCI engine using exhaust gas heat recovery, **Applied Energy**, v 116, Dezembro 2013, p. 269-277.

SINDICOM. **Logística**. 2016. Disponível em: <http://www.sindicom.com.br/index.asp#conteudo.asp?conteudo=78&id_pai=63&targetElement=leftpart>. Acesso em: 29 jul. 2016.

TESFA, B., MISHRA, R., GU, F., BALL, A.D., Water injection effects on the performance and emission characteristics of a CI engine operating with biodiesel, **Renewable Energy**, vol. 37, Jul. 2011, p. 333-344.

THANGAVELU, S. K.; AHMED, A. S.; ANI, F. N., Review on bioethanol as alternative fuel for spark ignition engines, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 56, abr. 2016, p. 820-835.

UMICORE. **Automotive Catalysts**. 2016. Disponível em: <http://www.umicore.com.br/nossosNegocios/catalysis/catalisador_automotivo/>. Acesso em: 05 set. 2016.

UNICA. **Etanol 2ª Geração ainda não decolou**. 2016. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/na-midia/7657299920323122056/etanol-de-2-por-centoC2-por-centoAA-geracao-ainda-nao-decolou-/>>. Acesso em: 16 ago. 2016.

UNICA. **Etanol da 3ª Geração**. 2014. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/na-midia/7657299920323122056/etanol-de-2-por-centoC2-por-centoAA-geracao-ainda-nao-decolou-/>>. Acesso em: 16 ago. 2016.

UNICA. **Etanol**. 2013. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/noticia/38108671920317494047/para-fiat-e-mercedes-benz-porcento2C-carros-movidos-a-etanol-sao-melhores-do-que-eletricos-e-hibridos/>>. Acesso em: 29 jul. 2016.

VIAN, C. E. F. **Etanol**. Disponível em: <http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/cana-de-acucar/arvore/CONTAG01_130_22122006154842.html>. Acesso em: 15 ago. 2016.

VILELA, F. S. V. **Avaliação do ciclo de vida da produção industrial de etanol e açúcar**: Estudo de Caso: Usina Jalles Machado S/A. 2013. 93 f. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) - Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

WANG, C., ZERAATI-REZAEI, S., XIANG, L., XU, H., Ethanol blends in spark ignition engines: RON, octane-added value, cooling effect, compression ratio, and potential engine efficiency gain, *Applied Energy*, vol. 191, Fev. 2017, p. 603-619.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. **Fundamentals of Thermodynamics**. 6. ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons. Inc., 2003.

ZHEN, X.; WANG, Y., An overview of methanol as an internal combustion engine fuel, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 52, dez. 2015, p. 477-493.

APÊNDICE

Os dados aqisitados durante os experimentos podem ser verificados na Tabela 27, Tabela 28, Tabela 29, Tabela 30, Tabela 31, Tabela 32, Tabela 33, Tabela 34, Tabela 35, Tabela 36, Tabela 37 e Tabela 38.

Tabela 27: Aquisição de dados dos testes com E100/W0

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E100/W0										TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 8,91										1	T.C. 7,44:1		27/02/2018		15:45 hs		
										2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		10:32 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	AVANÇO (°APMS)		VE (Parâmetro MegaSquirt®)		TEMPERATURA (°C)						λ	TORQUE (N.m)		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (g/s)		
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	COMBUSTÍVEL		GASES DE EXAUSTÃO		ÓLEO DO MOTOR							
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	25	32	45	44	32,2	33,3	566,9	509,8	144,7	153,6	0,997	1,003	10,1	10,5	0,22	0,23
Medição nº 2		25	32	45	44	32,0	33,9	568,6	509,4	142,5	147,9	0,997	1,008	10,0	10,5	0,23	0,21
Medição nº 3		25	32	45	44	31,9	33,9	566,5	508,6	140,8	146,7	0,994	1,010	10,1	10,6	0,22	0,22
Medição nº 4		25	32	45	44	31,3	34,7	572,3	518,1	142,1	148,4	1,003	1,009	10,1	10,7	0,23	0,22
Medição nº 5		25	32	45	44	31,2	34,9	572,7	518,3	141,6	146,7	1,002	1,012	10,1	10,8	0,23	0,21
Medição nº 6		25	32	45	44	31,0	34,9	570,9	518,4	140,9	145,6	1,007	1,015	10,3	11,0	0,23	0,21
MÉDIA		25	32	45	44	31,6	34,3	569,7	513,8	142,1	148,2	1,000	1,010	10,1	10,7	0,23	0,22
Medição nº 1	2500	31,1	35	45	45	32,3	33,1	617,2	564,3	150,8	157,1	1,006	1,000	10,2	10,8	0,27	0,28
Medição nº 2		31,1	35	45	45	32,3	32,9	615,2	564,9	150,0	156,4	1,009	0,993	10,9	11,1	0,28	0,29
Medição nº 3		31,1	35	45	45	32,3	32,8	615,5	564,1	149,3	156,5	1,015	0,995	10,7	11,0	0,27	0,28
Medição nº 4		31,1	35	46	45	31,5	34,3	617,0	563,0	146,1	156,1	1,006	1,069	10,9	11,1	0,28	0,25
Medição nº 5		31,1	35	46	45	31,5	34,4	618,2	561,7	146,2	154,7	0,999	1,001	10,3	11,4	0,29	0,27
Medição nº 6		31,1	35	46	45	31,4	34,1	617,7	563,2	145,7	153,7	1,013	0,996	11,3	11,4	0,29	0,27
MÉDIA		31,1	35	45,5	45	31,9	33,6	616,8	563,5	148,0	155,8	1,008	1,009	10,7	11,1	0,28	0,27
Medição nº 1	3000	30	35	46	44	31,8	32,6	670,2	613,2	154,5	164,4	0,996	1,011	10,7	11,1	0,35	0,33
Medição nº 2		30	35	46	44	31,9	33,0	671,9	613,4	154,6	163,3	0,997	1,017	10,8	11,2	0,33	0,34
Medição nº 3		30	35	46	44	32,1	33,1	674,6	614,6	154,7	162,4	1,006	1,015	10,7	11,2	0,35	0,33
Medição nº 4		30	35	46	44	31,4	34,0	676,8	616,6	155,3	158,9	1,013	1,017	10,6	11,2	0,38	0,33
Medição nº 5		30	35	46	44	31,6	34,0	676,4	615,9	153,7	158,6	1,012	1,024	10,7	11,2	0,37	0,33
Medição nº 6		30	35	46	44	31,6	34,3	676,9	615,5	151,6	158,3	1,013	1,020	10,7	11,2	0,33	0,33
MÉDIA		30	35	46	44	31,7	33,5	674,5	614,9	154,1	161,0	1,006	1,017	10,7	11,2	0,35	0,33
Medição nº 1	3500	35	38	49	47	31,1	31,3	683,3	641,2	152,1	160,0	0,997	1,000	11,2	11,3	0,41	0,38
Medição nº 2		35	38	49	47	31,2	31,5	682,1	639,7	154,0	161,5	1,004	1,011	11,1	11,3	0,41	0,39
Medição nº 3		35	38	49	47	31,2	31,7	686,3	639,9	155,4	160,1	1,002	0,996	11,2	11,3	0,42	0,41
Medição nº 4		35	38	48	47	30,8	33,2	686,0	644,3	166,1	156,5	0,998	1,016	11,2	11,3	0,43	0,38
Medição nº 5		35	38	48	47	30,9	33,5	685,7	644,6	164,9	157,2	0,997	1,017	11,2	11,3	0,40	0,38
Medição nº 6		35	38	48	47	30,9	33,6	687,6	641,4	164,4	157,0	1,004	1,013	11,2	11,3	0,40	0,38
MÉDIA		35	38	48,5	47	31,0	32,5	685,2	641,9	159,5	158,7	1,000	1,009	11,2	11,3	0,41	0,39
Medição nº 1	4000	40	40	48	48	31,1	30,1	702,6	668,8	159,7	148,3	0,997	0,989	10,9	11,4	0,47	0,44
Medição nº 2		40	40	48	48	31,2	30,6	701,7	669,4	163,2	151,8	0,995	0,995	10,7	11,3	0,49	0,45
Medição nº 3		40	40	48	48	31,1	30,7	703,1	666,3	165,0	155,9	0,991	0,993	10,8	11,2	0,51	0,45
Medição nº 4		40	40	49	48	29,6	33,4	703,7	664,7	157,8	147,8	0,989	1,013	10,9	11,7	0,48	0,45
Medição nº 5		40	40	49	48	29,9	33,3	703,5	668,2	162,8	150,1	0,994	1,005	10,9	11,6	0,50	0,44
Medição nº 6		40	40	49	48	30,0	33,1	703,6	669,2	164,7	151,5	0,996	1,001	10,8	11,5	0,47	0,47
MÉDIA		40	40	48,5	48	30,5	31,9	703,0	667,8	162,2	150,9	0,994	0,999	10,8	11,5	0,49	0,45

Fonte: Autor

Tabela 28: Aquisição de dados dos testes com E90/W10

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E90/W10										TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)	DATA DO TESTE	INÍCIO DO TESTE				
RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 7,81										1	T.C. 7,44:1	28/02/2018	14:58 hs				
										2	T.C. 9,44:1	02/03/2018	11:56 hs				
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	AVANÇO (°APMS)		VE (Parâmetro MegaSqirt®)		TEMPERATURA (°C)						λ		TORQUE (N.m)		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (g/s)	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	COMBUSTÍVEL		GASES DE EXAUSTÃO		ÓLEO DO MOTOR							
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	25	32	59	58	32,8	36,5	571,0	547,6	132,0	140,0	1,000	1,009	10,9	11,0	0,26	0,23
Medição nº 2		25	32	59	58	32,8	36,9	569,2	546,4	130,3	138,9	1,004	1,012	10,6	11,0	0,25	0,22
Medição nº 3		25	32	59	58	32,8	37,0	569,5	545,9	129,0	137,7	1,012	1,013	10,9	11,2	0,27	0,32
Medição nº 4		25	32	59	58	31,8	37,2	572,5	548,0	119,8	140,3	1,011	1,013	10,8	11,0	0,27	0,24
Medição nº 5		25	32	59	58	31,8	37,4	571,9	545,2	120,3	138,5	1,005	1,020	10,6	11,1	0,25	0,22
Medição nº 6		25	32	59	58	31,8	37,5	571,0	544,2	120,3	138,0	1,017	1,017	10,8	11,1	0,25	0,23
MÉDIA		25	32	59	58	32,3	37,1	570,9	546,2	125,3	138,9	1,008	1,014	10,8	11,1	0,26	0,24
Medição nº 1	2500	30	32	60	59	33,0	36,6	615,3	587,4	137,5	143,5	1,007	0,995	11,5	11,7	0,33	0,24
Medição nº 2		30	32	60	59	32,9	36,5	614,1	583,6	136,0	143,7	1,002	0,999	11,5	12,1	0,32	0,34
Medição nº 3		30	32	60	59	32,9	36,3	616,0	582,0	134,8	142,9	1,009	1,004	10,9	12,2	0,34	0,30
Medição nº 4		30	32	61	59	31,1	37,3	617,0	589,8	120,1	143,4	1,012	0,999	11,4	12,1	0,31	0,31
Medição nº 5		30	32	61	59	31,1	37,2	615,2	586,2	121,9	142,3	1,006	0,996	11,6	12,0	0,36	0,37
Medição nº 6		30	32	61	59	31,1	37,1	616,0	584,5	121,5	142,4	1,005	0,997	11,0	11,8	0,33	0,40
MÉDIA		30	32	60,5	59	32,0	36,8	615,6	585,6	128,6	143,0	1,007	0,998	11,3	12,0	0,33	0,33
Medição nº 1	3000	28	33	61	61	32,9	36,4	681,6	646,9	144,7	147,8	1,007	1,001	11,2	11,7	0,40	0,37
Medição nº 2		28	33	61	61	32,7	36,4	681,7	645,5	143,5	148,6	1,013	0,999	11,2	11,7	0,39	0,37
Medição nº 3		28	33	61	61	32,6	36,6	680,1	646,2	142,6	147,4	1,015	1,004	11,2	11,7	0,40	0,29
Medição nº 4		28	33	61	61	32,5	36,9	680,0	648,7	144,9	145,6	1,006	0,998	11,2	11,5	0,41	0,38
Medição nº 5		28	33	61	61	32,3	37,0	679,8	649,3	142,8	145,5	1,016	1,007	11,2	11,4	0,43	0,58
Medição nº 6		28	33	61	61	32,2	37,1	682,0	647,7	143,5	144,5	1,010	1,004	11,2	11,5	0,39	0,38
MÉDIA		28	33	61	61	32,5	36,7	680,9	647,4	143,7	146,6	1,011	1,002	11,2	11,6	0,40	0,40
Medição nº 1	3500	35	35	65	63	33,4	36,0	686,5	653,2	146,7	151,3	1,007	0,998	11,3	11,9	0,50	0,47
Medição nº 2		35	35	65	63	33,4	35,9	685,6	651,1	145,9	150,2	1,001	0,995	11,5	11,9	0,50	0,45
Medição nº 3		35	35	65	63	33,3	36,0	685,0	653,8	146,5	150,2	1,006	0,992	11,4	11,9	0,48	0,48
Medição nº 4		35	35	65	63	32,4	36,4	686,6	654,3	142,0	145,4	1,000	1,009	11,3	11,9	0,51	0,47
Medição nº 5		35	35	65	63	32,5	36,5	684,5	655,8	142,9	146,6	0,993	1,008	11,2	11,9	0,45	0,39
Medição nº 6		35	35	65	63	32,5	36,6	684,4	654,7	143,7	146,6	0,992	1,009	11,4	11,9	0,48	0,50
MÉDIA		35	35	65	63	32,9	36,2	685,4	653,8	144,6	148,4	1,000	1,002	11,4	11,9	0,49	0,46
Medição nº 1	4000	35	38	65	62	32,8	35,0	727,2	678,1	136,0	148,7	1,006	0,990	11,7	12,0	0,54	0,37
Medição nº 2		35	38	65	62	32,7	35,0	724,8	680,3	139,0	149,7	0,991	0,992	11,6	12,0	0,57	0,56
Medição nº 3		35	38	65	62	32,7	35,1	724,1	678,9	142,0	151,2	0,982	0,990	11,6	12,0	0,56	0,42
Medição nº 4		35	38	65	62	31,9	36,6	725,6	678,4	131,1	138,8	0,998	1,020	11,6	12,1	0,59	0,54
Medição nº 5		35	38	65	62	32,0	36,2	723,7	678,9	134,3	141,6	0,989	1,015	11,6	12,0	0,60	0,53
Medição nº 6		35	38	65	62	32,0	36,2	724,1	680,4	138,0	141,7	0,993	1,008	11,4	12,0	0,55	0,50
MÉDIA		35	38	65	62	32,4	35,7	724,9	679,2	136,7	145,3	0,993	1,003	11,6	12,0	0,57	0,49

Fonte: Autor

Tabela 29: Aquisição de dados dos testes com E80/W20

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E80/W20										TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 6,76										1	T.C. 7,44:1		28/02/2018		17:37 hs		
										2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		13:46 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	AVANÇO (°APMS)		VE (Parâmetro MegaSquirt®)		TEMPERATURA (°C)						λ		TORQUE (N.m)		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (g/s)	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	COMBUSTÍVEL		GASES DE EXAUSTÃO		ÓLEO DO MOTOR							
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	20	23	79	78	31,0	36,4	606,4	557,1	116,5	128,0	1,005	1,001	10,0	10,9	0,28	0,28
Medição nº 2		20	23	79	78	30,9	36,5	606,1	554,9	116,0	126,8	1,008	1,002	9,9	10,9	0,30	0,29
Medição nº 3		20	23	79	78	30,9	36,4	604,0	555,5	114,3	125,9	1,010	1,008	9,7	11,0	0,29	0,29
Medição nº 4		20	23	79	78	30,7	33,9	608,2	555,3	116,0	121,6	1,015	1,005	10,0	10,7	0,30	0,29
Medição nº 5		20	23	79	78	30,7	33,5	605,3	556,0	115,5	121,7	1,014	1,011	9,8	10,9	0,32	0,29
Medição nº 6		20	23	79	78	30,6	33,1	605,1	553,1	114,3	119,4	1,011	1,014	9,9	10,8	0,28	0,29
MÉDIA		20	23	79	78	30,8	35,0	605,9	555,3	115,4	123,9	1,011	1,007	9,9	10,9	0,30	0,29
Medição nº 1	2500	27	34	80	79	31,0	36,6	633,0	576,1	125,5	131,1	0,995	0,993	10,4	12,2	0,38	0,38
Medição nº 2		27	34	80	79	31,0	36,5	633,8	574,5	123,3	130,2	1,007	0,994	10,3	11,9	0,39	0,37
Medição nº 3		27	34	80	79	30,9	36,3	632,2	574,1	121,9	130,3	1,002	0,996	10,4	12,3	0,38	0,37
Medição nº 4		27	34	80	79	30,6	35,2	640,6	574,5	122,6	127,9	1,015	0,999	10,1	12,3	0,38	0,37
Medição nº 5		27	34	80	79	30,6	34,6	639,9	574,3	121,7	127,3	1,012	1,000	10,2	12,4	0,37	0,37
Medição nº 6		27	34	80	79	30,6	34,2	642,3	572,5	120,2	126,5	1,009	0,999	10,3	12,3	0,37	0,38
MÉDIA		27	34	80	79	30,8	35,6	637,0	574,3	122,5	128,9	1,007	0,997	10,3	12,2	0,38	0,37
Medição nº 1	3000	32	35	81	81	31,0	36,5	669,0	615,1	128,6	133,0	1,002	0,991	11,2	12,0	0,47	0,46
Medição nº 2		32	35	81	81	31,0	36,6	668,7	612,4	128,4	133,0	1,005	0,991	11,2	12,0	0,48	0,44
Medição nº 3		32	35	81	81	30,9	36,7	668,2	613,9	128,0	132,9	1,012	0,998	11,2	12,0	0,47	0,44
Medição nº 4		32	35	81	81	30,8	35,4	669,9	616,1	128,4	128,1	1,017	1,001	10,9	12,0	0,46	0,38
Medição nº 5		32	35	81	81	30,6	35,4	670,6	614,9	127,2	127,0	1,018	0,999	11,0	12,0	0,53	0,45
Medição nº 6		32	35	81	81	30,5	35,3	669,7	613,4	127,4	128,2	1,017	1,003	11,1	12,0	0,46	0,44
MÉDIA		32	35	81	81	30,8	36,0	669,4	614,3	128,0	130,4	1,012	0,997	11,1	12,0	0,48	0,44
Medição nº 1	3500	37	37	85	84	31,4	36,5	681,0	644,5	132,5	133,3	1,002	1,008	11,4	12,4	0,55	0,52
Medição nº 2		37	37	85	84	31,4	36,5	679,6	645,0	132,4	132,8	1,001	1,007	11,5	12,3	0,55	0,53
Medição nº 3		37	37	85	84	31,4	36,5	678,6	645,3	133,4	132,9	1,009	1,009	12,3	12,4	0,58	0,52
Medição nº 4		37	37	85	84	31,1	35,3	685,0	646,4	132,4	128,1	1,013	1,001	11,3	12,4	0,55	0,53
Medição nº 5		37	37	85	84	31,2	35,4	683,7	646,7	132,0	127,0	1,020	1,006	11,2	12,3	0,54	0,52
Medição nº 6		37	37	85	84	31,2	35,3	684,2	646,5	131,9	128,2	1,015	1,006	11,2	12,3	0,57	0,53
MÉDIA		37	37	85	84	31,3	35,9	682,0	645,7	132,4	130,4	1,010	1,006	11,5	12,4	0,56	0,53
Medição nº 1	4000	40	43	83	84	31,0	36,5	727,7	683,4	134,1	127,4	1,001	1,000	11,3	12,4	0,63	0,62
Medição nº 2		40	43	83	84	31,1	36,4	729,0	685,5	136,5	127,9	1,012	1,001	11,2	12,2	0,70	0,63
Medição nº 3		40	43	83	84	31,1	36,4	728,5	684,7	136,2	129,1	1,007	0,996	11,2	12,2	0,64	0,64
Medição nº 4		40	43	85	84	30,7	35,7	731,0	686,2	128,3	120,3	1,004	1,015	11,1	12,0	0,59	0,60
Medição nº 5		40	43	85	84	30,7	35,5	732,3	688,7	130,5	122,6	1,007	1,011	11,2	12,1	0,66	0,62
Medição nº 6		40	43	85	84	30,8	35,5	730,8	688,8	131,1	123,6	1,011	1,012	11,1	12,0	0,66	0,63
MÉDIA		40	43	84	84	30,9	36,0	729,9	686,2	132,8	125,2	1,007	1,006	11,2	12,2	0,65	0,62

Fonte: Autor

Tabela 30: Aquisição de dados dos testes com E70/W30

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E70/W30 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 5,76										TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)	DATA DO TESTE	INÍCIO DO TESTE				
										1	T.C. 7,44:1	28/02 e 01/03/2018	20:05 hs e 11:15 hs				
										2	T.C. 9,44:1	02/03/2018	15:11 hs				
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	AVANÇO (°APMS)		VE (Parâmetro MegaSqirt®)		TEMPERATURA (°C)						λ	TORQUE (N.m)		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (g/s)		
						COMBUSTÍVEL		GASES DE EXAUSTÃO		ÓLEO DO MOTOR							
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	26,5	40	110	106	29,6	29,7	583,6	500,3	101,6	105,7	1,007	1,005	9,8	11,4	0,36	0,34
Medição nº 2		26,5	40	110	106	29,5	29,7	582,6	500,1	100,3	105,2	1,014	1,016	9,8	11,6	0,37	0,33
Medição nº 3		26,5	40	110	106	29,5	29,7	582,4	497,2	100,0	103,6	1,006	1,011	9,8	11,4	0,34	0,34
Medição nº 4		26,5	40	110	108	34,6	29,6	580,7	499,9	112,7	103,3	1,000	1,001	10,0	11,3	0,34	0,35
Medição nº 5		26,5	40	110	108	34,6	29,6	581,9	496,5	112,6	101,8	1,003	1,010	10,0	11,3	0,34	0,35
Medição nº 6		26,5	40	110	108	34,6	29,6	582,1	495,7	112,3	100,4	1,005	1,011	10,0	11,2	0,36	0,34
MÉDIA		26,5	40	110	107	32,1	29,7	582,2	498,3	106,6	103,3	1,006	1,009	9,9	11,4	0,35	0,34
Medição nº 1	2500	31,5	42,5	111	107	29,7	30,1	629,0	550,3	107,7	107,3	1,000	1,001	9,9	12,2	0,43	0,42
Medição nº 2		31,5	42,5	111	107	29,6	30,0	627,4	551,0	106,5	106,6	0,994	1,000	10,5	12,2	0,45	0,45
Medição nº 3		31,5	42,5	111	107	29,6	29,8	626,1	549,5	105,7	105,7	1,001	1,010	10,6	12,2	0,48	0,44
Medição nº 4		31,5	42,5	111	109	34,6	29,9	629,7	548,9	116,2	103,7	1,008	1,003	10,8	12,1	0,45	0,47
Medição nº 5		31,5	42,5	111	109	34,5	29,8	630,0	546,1	115,7	103,3	1,007	1,005	10,7	12,1	0,44	0,46
Medição nº 6		31,5	42,5	111	109	34,5	29,7	629,5	546,7	115,2	103,1	1,015	1,005	10,1	12,0	0,42	0,48
MÉDIA		31,5	42,5	111	108	32,1	29,9	628,6	548,8	111,2	105,0	1,004	1,004	10,4	12,1	0,45	0,45
Medição nº 1	3000	33	40	114	109	29,9	30,7	679,3	601,0	111,5	110,4	1,002	1,001	10,6	11,9	0,57	0,52
Medição nº 2		33	40	114	109	29,7	30,7	679,3	599,1	111,8	109,9	1,002	1,009	10,6	12,0	0,53	0,52
Medição nº 3		33	40	114	109	29,7	30,7	677,7	600,1	110,4	109,2	1,012	1,012	10,6	12,0	0,56	0,52
Medição nº 4		33	40	114	111	33,9	30,4	680,8	603,7	121,0	106,8	1,011	1,015	10,6	11,8	0,58	0,56
Medição nº 5		33	40	114	111	33,8	30,4	680,6	602,2	120,7	106,8	1,005	1,011	10,6	11,9	0,55	0,55
Medição nº 6		33	40	114	111	33,7	30,4	679,5	604,5	120,5	105,2	1,002	1,017	10,6	11,9	0,55	0,54
MÉDIA		33	40	114	110	31,8	30,6	679,5	601,8	116,0	108,1	1,006	1,011	10,6	11,9	0,56	0,54
Medição nº 1	3500	37	45	119	113	30,2	30,5	692,4	624,6	113,4	113,3	0,999	0,994	11,3	12,5	0,67	0,61
Medição nº 2		37	45	119	113	30,2	30,6	694,0	624,9	114,2	113,3	1,005	1,000	11,2	12,4	0,68	0,63
Medição nº 3		37	45	119	113	30,2	30,6	694,0	624,6	114,3	113,4	1,008	1,003	11,3	12,4	0,64	0,64
Medição nº 4		37	45	119	113	33,3	30,3	698,1	627,2	122,5	110,4	1,024	1,020	11,2	11,9	0,61	0,63
Medição nº 5		37	45	119	113	33,5	30,3	695,6	630,5	122,7	110,1	1,020	1,017	11,1	11,9	0,63	0,63
Medição nº 6		37	45	119	113	33,6	30,4	698,7	627,6	122,3	109,7	1,016	1,024	11,2	12,0	0,63	0,62
MÉDIA		37	45	119	113	31,8	30,5	695,5	626,6	118,2	111,7	1,012	1,010	11,2	12,2	0,64	0,63
Medição nº 1	4000	41	45	119	114	30,0	30,1	718,5	658,5	111,6	110,1	0,998	0,994	11,2	12,5	0,83	0,72
Medição nº 2		41	45	119	114	30,1	30,2	718,1	658,6	113,4	109,8	0,993	0,991	11,3	12,4	0,87	0,74
Medição nº 3		41	45	119	114	29,9	30,2	717,5	661,5	114,4	111,1	0,996	0,986	11,3	12,4	0,82	0,74
Medição nº 4		41	45	119	114	33,3	30,2	723,0	666,0	122,6	110,4	1,029	1,026	11,1	11,9	0,78	0,70
Medição nº 5		41	45	119	114	33,3	30,2	723,1	664,7	123,7	110,3	1,026	1,028	11,0	11,9	0,76	0,72
Medição nº 6		41	45	119	114	33,3	30,2	724,8	664,9	123,1	110,7	1,028	1,024	11,0	12,0	0,74	0,75
MÉDIA		41	45	119	114	31,7	30,2	720,8	662,4	118,1	110,4	1,012	1,008	11,2	12,2	0,80	0,73

Fonte: Autor

Tabela 31: Aquisição de dados dos testes com E60/W40

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E60/W40										TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 4,82										1	T.C. 7,44:1		01/03/2018		13:13 hs		
										2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		16:59 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	AVANÇO (°APMS)		VE (Parâmetro MegaSqrıt®)		TEMPERATURA (°C)						λ		TORQUE (N.m)		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (g/s)	
						COMBUSTÍVEL		GASES DE EXAUSTÃO		ÓLEO DO MOTOR							
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	33,5	42	161	159	34,0	30,1	567,4	494,0	93,8	85,2	1,008	1,000	9,7	10,6	0,44	0,44
Medição nº 2		33,5	42	161	159	33,9	30,1	566,2	490,6	93,0	83,6	1,004	1,004	9,5	10,6	0,50	0,42
Medição nº 3		33,5	42	161	159	34,1	30,0	566,5	491,5	92,3	84,1	1,008	1,001	9,6	10,4	0,42	0,42
Medição nº 4		33,5	42	161	168	32,2	30,2	566,8	530,5	89,0	79,9	1,017	1,007	8,9	9,4	0,42	0,45
Medição nº 5		33,5	42	161	168	32,1	30,2	564,3	524,6	88,8	81,6	1,020	1,002	8,7	9,3	0,43	0,46
Medição nº 6		33,5	42	161	168	32,1	30,2	561,8	522,2	87,0	79,5	1,027	1,017	8,7	9,3	0,43	0,44
MÉDIA		33,5	42	161	163,5	33,1	30,1	565,5	508,9	90,7	82,3	1,014	1,005	9,2	9,9	0,44	0,44
Medição nº 1	2500	33,5	49	162	156	33,9	30,4	639,8	535,1	97,1	88,5	0,998	1,008	9,7	11,5	0,56	0,54
Medição nº 2		33,5	49	162	156	33,9	30,3	639,8	534,8	96,7	88,1	1,010	1,005	9,1	11,4	0,57	0,54
Medição nº 3		33,5	49	162	156	33,9	30,2	640,1	533,1	96,0	86,7	1,014	1,002	8,9	11,4	0,54	0,55
Medição nº 4		33,5	49	162	160	32,2	30,6	637,8	566,8	91,2	81,4	1,000	0,998	8,8	10,5	0,56	0,56
Medição nº 5		33,5	49	162	160	32,2	30,4	638,9	563,7	90,7	80,2	0,999	1,004	9,5	10,4	0,56	0,56
Medição nº 6		33,5	49	162	160	32,2	30,3	640,2	563,9	90,7	79,7	1,005	0,999	8,6	10,2	0,56	0,59
MÉDIA		33,5	49	162	158	33,1	30,4	639,4	549,6	93,7	84,1	1,004	1,003	9,1	10,9	0,56	0,56
Medição nº 1	3000	37,5	53,2	164	159	33,8	30,8	678,6	582,3	100,5	90,5	0,998	0,997	10,0	11,3	0,79	0,68
Medição nº 2		37,5	53,2	164	159	33,8	30,7	680,8	579,9	99,6	90,5	0,994	0,994	10,0	11,2	0,64	0,66
Medição nº 3		37,5	53,2	164	159	33,7	30,8	677,3	574,8	99,4	89,3	1,002	0,999	10,0	11,3	0,69	0,66
Medição nº 4		37,5	53,2	164	163	32,5	30,8	678,1	646,2	94,7	82,0	0,994	1,009	9,7	9,1	0,72	0,65
Medição nº 5		37,5	53,2	164	163	32,4	30,9	677,1	646,9	94,2	82,3	1,000	1,006	9,7	9,1	0,69	0,66
Medição nº 6		37,5	53,2	164	163	32,3	30,9	678,4	648,0	93,3	82,7	0,999	1,008	9,5	8,9	0,71	0,73
MÉDIA		37,5	53,2	164	161	33,1	30,8	678,4	613,0	97,0	86,2	0,998	1,002	9,8	10,2	0,71	0,67
Medição nº 1	3500	40	55	171	164	34,3	30,5	714,6	597,2	106,3	91,0	1,003	0,997	10,8	12,3	0,83	0,79
Medição nº 2		40	55	171	164	34,3	30,6	716,2	598,1	105,8	91,2	1,008	0,996	10,5	12,3	0,78	0,76
Medição nº 3		40	55	171	164	34,3	30,6	712,6	596,0	105,4	92,1	1,009	0,999	10,6	12,3	0,76	0,82
Medição nº 4		40	55	174	171	33,3	31,2	733,3	598,0	97,4	89,4	1,004	1,040	9,5	11,9	0,82	0,89
Medição nº 5		40	55	174	171	33,2	31,2	732,7	596,8	97,9	89,1	1,006	0,999	9,5	11,8	0,77	0,84
Medição nº 6		40	55	174	171	33,2	31,2	732,1	595,9	96,6	87,1	1,011	1,005	9,2	11,8	0,80	0,83
MÉDIA		40	55	172,5	167,5	33,8	30,9	723,6	597,0	101,6	90,0	1,007	1,006	10,0	12,1	0,79	0,82
Medição nº 1	4000	41,5	55	169	167	33,3	30,2	747,8	633,1	110,0	84,7	1,006	0,998	10,2	12,2	0,86	0,90
Medição nº 2		41,5	55	169	167	33,4	30,2	750,2	632,2	109,2	85,2	1,012	0,998	10,2	12,2	0,90	0,90
Medição nº 3		41,5	55	169	167	33,4	30,3	751,4	631,9	108,6	88,2	1,013	0,993	10,1	12,2	0,91	0,90
Medição nº 4		41,5	55	175	167	33,5	30,2	767,5	631,0	98,8	85,4	1,002	1,010	9,5	11,8	0,95	0,91
Medição nº 5		41,5	55	175	167	33,5	30,4	759,9	633,5	98,0	85,9	0,999	1,015	9,6	12,0	0,92	0,93
Medição nº 6		41,5	55	175	167	33,4	30,6	759,0	636,4	99,9	87,7	1,000	1,017	9,6	11,9	0,95	0,90
MÉDIA		41,5	55	172	167	33,4	30,3	756,0	633,0	104,1	86,2	1,005	1,005	9,9	12,1	0,92	0,91

Fonte: Autor

Tabela 32: Aquisição de dados dos testes com E50/W50

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E50/W50 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 3,92										TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)	DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE			
										1	T.C. 7,44:1		01/03/2018		14:40 hs		
										2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		19:15 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	AVANÇO (°APMS)		VE (Parâmetro MegaSquirt®)		COMBUSTÍVEL		TEMPERATURA (°C)		ÓLEO DO MOTOR		λ		TORQUE (N.m)		CONSUMO DE COMBUSTÍVEL (g/s)	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1			T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1								
Medição nº 1	2000	50,5	75	252	239	32,3	30,0	519,8	435,8	67,0	64,9	1,016	0,993	8,5	10,3	0,56	0,58
Medição nº 2		50,5	75	252	239	32,2	29,9	520,5	440,3	66,4	65,4	1,017	0,995	8,5	10,5	0,56	0,56
Medição nº 3		50,5	75	252	239	32,2	29,9	523,7	437,8	66,2	65,1	1,004	1,004	8,4	10,4	0,56	0,59
Medição nº 4		50,5	75	252	239	32,2	29,7	534,1	440,5	68,8	65,1	0,987	0,992	8,9	10,2	0,58	0,57
Medição nº 5		50,5	75	252	239	32,2	29,6	530,9	437,6	67,9	64,0	0,986	0,993	9,0	10,2	0,59	0,57
Medição nº 6		50,5	75	252	239	32,1	29,5	529,9	438,1	68,1	63,9	0,988	0,996	8,9	10,3	0,59	0,57
MÉDIA		50,5	75	252	239	32,2	29,8	526,5	438,4	67,4	64,7	1,000	0,996	8,7	10,3	0,57	0,57
Medição nº 1	2500	54	70	255	239	32,3	30,5	560,1	491,5	67,3	67,5	1,036	0,991	8,3	11,0	0,73	0,70
Medição nº 2		54	70	255	239	32,3	30,2	551,9	490,4	67,1	65,7	1,047	1,001	7,7	11,0	0,70	0,67
Medição nº 3		54	70	255	239	32,4	30,2	556,0	491,4	66,8	66,0	1,056	0,999	7,7	11,0	0,69	0,72
Medição nº 4		54	70	255	239	32,1	30,1	570,9	488,2	66,9	65,7	0,992	0,993	9,0	10,5	0,72	0,76
Medição nº 5		54	70	255	239	32,1	30,0	577,5	489,4	68,0	66,1	0,985	0,989	8,6	11,1	0,74	0,72
Medição nº 6		54	70	255	239	32,2	29,9	579,1	489,8	68,3	65,9	0,989	0,982	8,7	11,2	0,75	0,73
MÉDIA		54	70	255	239	32,2	30,2	565,9	490,1	67,4	66,2	1,018	0,993	8,3	11,0	0,72	0,72
Medição nº 1	3000	56	75	255	242	32,4	30,5	606,3	531,1	67,5	68,8	1,018	0,995	8,3	10,6	0,83	0,95
Medição nº 2		56	75	255	242	32,4	30,5	606,1	526,2	68,4	69,0	1,037	0,998	7,9	10,6	0,85	0,86
Medição nº 3		56	75	255	242	32,4	30,5	619,9	526,4	68,7	69,2	1,012	0,995	8,4	10,6	0,88	0,83
Medição nº 4		56	75	255	242	32,3	30,7	594,5	525,7	67,7	68,8	1,081	0,989	6,3	10,5	0,88	0,87
Medição nº 5		56	75	255	242	32,2	30,6	594,7	527,9	66,8	68,6	1,090	0,986	5,8	10,6	0,82	0,86
Medição nº 6		56	75	255	242	32,1	30,6	595,3	527,4	66,4	67,9	1,084	0,986	5,9	10,6	0,86	0,91
MÉDIA		56	75	255	242	32,3	30,6	602,8	527,5	67,6	68,7	1,054	0,992	7,1	10,6	0,85	0,88
Medição nº 1	3500	52	63,1	255	255	33,1	30,5	629,1	574,2	68,1	68,8	1,068	0,990	6,6	11,3	1,03	1,03
Medição nº 2		52	63,1	255	255	33,1	30,5	634,4	569,1	68,2	70,1	1,067	0,989	6,6	11,4	0,98	0,96
Medição nº 3		52	63,1	255	255	33,0	30,5	631,9	572,7	68,3	70,0	1,070	0,990	6,7	11,2	1,08	1,04
Medição nº 4		52	63,1	255	255	32,4	30,8	612,6	574,2	70,5	70,6	1,102	0,990	5,8	11,1	1,09	1,02
Medição nº 5		52	63,1	255	255	32,4	30,8	608,9	576,5	69,9	71,1	1,096	0,999	6,2	10,8	1,10	1,09
Medição nº 6		52	63,1	255	255	32,4	30,7	603,6	574,2	69,1	70,3	1,099	1,003	6,3	11,1	1,03	1,04
MÉDIA		52	63,1	255	255	32,7	30,6	620,1	573,5	69,0	70,2	1,084	0,994	6,4	11,2	1,05	1,03
Medição nº 1	4000	52	63	255	255	32,9	30,3	730,6	659,1	78,2	68,3	1,022	1,009	7,6	9,6	1,10	1,18
Medição nº 2		52	63	255	255	32,9	30,4	720,8	661,1	76,2	70,2	1,028	1,015	7,2	9,3	1,08	1,16
Medição nº 3		52	63	255	255	33,0	30,4	713,4	661,5	76,2	69,7	1,031	1,008	7,1	9,8	1,14	1,13
Medição nº 4		52	63	255	255	32,1	30,5	673,0	661,6	72,0	68,1	1,059	1,009	5,8	9,1	1,13	1,02
Medição nº 5		52	63	255	255	32,2	30,7	671,8	659,4	72,3	69,5	1,068	1,000	6,0	9,3	1,26	1,02
Medição nº 6		52	63	255	255	32,2	30,7	665,3	660,6	72,0	70,1	1,067	1,011	5,7	9,2	1,03	1,02
MÉDIA		52	63	255	255	32,6	30,5	695,8	660,6	74,5	69,3	1,046	1,009	6,6	9,4	1,12	1,09

Fonte: Autor

Tabela 33: Aquisição das emissões dos testes com E100/W0

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E100/W0 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 8,91				TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
				1	T.C. 7,44:1		27/02/2018		15:45 hs		
				2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		10:32 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	COMPOSIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO									
		CO		CO ₂		O ₂		HC		NO _x	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	0,93%	0,76%	7,40%	8,40%	14,90%	16,90%	56 ppm	100 ppm	483 ppm	1754 ppm
Medição nº 2		0,95%	0,75%	7,50%	8,40%	14,80%	16,60%	57 ppm	101 ppm	483 ppm	1790 ppm
Medição nº 3		0,96%	0,69%	7,40%	8,60%	14,80%	16,30%	59 ppm	101 ppm	480 ppm	1773 ppm
Medição nº 4		0,89%	0,70%	7,80%	8,50%	14,30%	16,70%	46 ppm	95 ppm	575 ppm	1549 ppm
Medição nº 5		0,85%	0,69%	7,70%	8,50%	14,30%	16,30%	45 ppm	96 ppm	567 ppm	1619 ppm
Medição nº 6		0,84%	0,70%	7,80%	8,70%	14,20%	16,50%	45 ppm	97 ppm	581 ppm	1546 ppm
MÉDIA		0,90%	0,72%	7,60%	8,52%	14,55%	16,55%	51 ppm	98 ppm	528 ppm	1672 ppm
Medição nº 1	2500	0,67%	0,71%	8,50%	9,50%	14,40%	15,70%	69 ppm	95 ppm	796 ppm	2223 ppm
Medição nº 2		0,62%	0,75%	8,40%	9,80%	14,40%	15,20%	62 ppm	97 ppm	820 ppm	2213 ppm
Medição nº 3		0,56%	0,66%	8,40%	9,60%	14,40%	15,60%	57 ppm	99 ppm	803 ppm	2169 ppm
Medição nº 4		0,63%	0,16%	8,90%	9,40%	13,70%	16,20%	40 ppm	85 ppm	877 ppm	2389 ppm
Medição nº 5		0,63%	0,64%	8,90%	9,80%	13,70%	15,40%	42 ppm	86 ppm	898 ppm	2276 ppm
Medição nº 6		0,62%	0,63%	8,80%	9,70%	13,70%	15,50%	41 ppm	87 ppm	904 ppm	2312 ppm
MÉDIA		0,62%	0,59%	8,65%	9,63%	14,05%	15,60%	52 ppm	92 ppm	850 ppm	2264 ppm
Medição nº 1	3000	0,62%	0,56%	9,40%	10,30%	13,90%	15,10%	101 ppm	100 ppm	728 ppm	2234 ppm
Medição nº 2		0,62%	0,48%	9,10%	10,40%	14,10%	15,00%	90 ppm	99 ppm	714 ppm	2246 ppm
Medição nº 3		0,55%	0,48%	9,20%	10,20%	14,00%	15,30%	86 ppm	98 ppm	742 ppm	2132 ppm
Medição nº 4		0,45%	0,47%	9,60%	10,40%	13,40%	15,20%	49 ppm	89 ppm	799 ppm	2256 ppm
Medição nº 5		0,45%	0,40%	9,40%	10,40%	13,50%	15,30%	41 ppm	87 ppm	783 ppm	2257 ppm
Medição nº 6		0,50%	0,42%	9,50%	10,40%	13,40%	15,10%	40 ppm	86 ppm	782 ppm	2248 ppm
MÉDIA		0,53%	0,47%	9,37%	10,35%	13,72%	15,17%	68 ppm	93 ppm	758 ppm	2229 ppm
Medição nº 1	3500	0,64%	0,61%	10,00%	11,10%	13,60%	14,30%	113 ppm	100 ppm	1270 ppm	2666 ppm
Medição nº 2		0,64%	0,56%	10,00%	10,90%	13,60%	14,40%	124 ppm	98 ppm	1258 ppm	2670 ppm
Medição nº 3		0,60%	0,56%	10,00%	11,10%	13,60%	14,10%	121 ppm	97 ppm	1297 ppm	2669 ppm
Medição nº 4		0,67%	0,48%	10,30%	11,30%	12,90%	14,30%	66 ppm	91 ppm	1276 ppm	2649 ppm
Medição nº 5		0,65%	0,44%	10,10%	11,10%	13,00%	14,60%	63 ppm	89 ppm	1272 ppm	2707 ppm
Medição nº 6		0,59%	0,48%	10,30%	11,10%	12,90%	14,50%	60 ppm	88 ppm	1319 ppm	2729 ppm
MÉDIA		0,63%	0,52%	10,12%	11,10%	13,27%	14,37%	91 ppm	94 ppm	1282 ppm	2682 ppm
Medição nº 1	4000	0,67%	0,80%	10,90%	12,00%	12,90%	13,00%	53 ppm	102 ppm	1592 ppm	2707 ppm
Medição nº 2		0,68%	0,76%	10,80%	12,00%	12,90%	13,20%	53 ppm	101 ppm	1607 ppm	2719 ppm
Medição nº 3		0,68%	0,80%	10,80%	12,00%	12,90%	13,20%	52 ppm	100 ppm	1659 ppm	2793 ppm
Medição nº 4		0,71%	0,54%	10,90%	11,60%	12,50%	13,20%	75 ppm	97 ppm	1510 ppm	2638 ppm
Medição nº 5		0,76%	0,61%	11,00%	11,90%	12,50%	13,10%	73 ppm	97 ppm	1508 ppm	2804 ppm
Medição nº 6		0,80%	0,70%	10,90%	11,90%	12,50%	13,20%	71 ppm	95 ppm	1535 ppm	2738 ppm
MÉDIA		0,72%	0,70%	10,88%	11,90%	12,70%	13,15%	63 ppm	99 ppm	1569 ppm	2733 ppm

Fonte: Autor

Tabela 34: Aquisição das emissões dos testes com E90/W10

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E90/W10				TESTE		TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE	
RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 7,81				1		T.C. 7,44:1		28/02/2018		14:58 hs	
				2		T.C. 9,44:1		02/03/2018		11:56 hs	
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	COMPOSIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO									
		CO		CO ₂		O ₂		HC		NO _x	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	0,70%	0,67%	8,10%	8,90%	18,20%	16,60%	39 ppm	63 ppm	402 ppm	762 ppm
Medição nº 2		0,62%	0,69%	8,10%	8,80%	18,00%	16,70%	41 ppm	62 ppm	395 ppm	735 ppm
Medição nº 3		0,61%	0,68%	8,10%	8,80%	18,00%	16,60%	40 ppm	63 ppm	394 ppm	696 ppm
Medição nº 4		0,66%	0,63%	8,00%	8,80%	17,80%	16,70%	29 ppm	54 ppm	379 ppm	738 ppm
Medição nº 5		0,65%	0,63%	8,10%	8,80%	17,80%	16,70%	28 ppm	53 ppm	372 ppm	727 ppm
Medição nº 6		0,67%	0,61%	8,20%	8,70%	17,70%	16,70%	30 ppm	55 ppm	376 ppm	668 ppm
MÉDIA		0,65%	0,65%	8,10%	8,80%	17,92%	16,67%	35 ppm	58 ppm	386 ppm	721 ppm
Medição nº 1	2500	0,58%	0,75%	8,60%	10,10%	17,70%	15,40%	32 ppm	56 ppm	617 ppm	1395 ppm
Medição nº 2		0,58%	0,68%	8,40%	9,80%	17,90%	16,00%	32 ppm	57 ppm	603 ppm	1368 ppm
Medição nº 3		0,54%	0,65%	9,00%	9,70%	17,40%	16,10%	32 ppm	59 ppm	628 ppm	1321 ppm
Medição nº 4		0,59%	0,78%	8,90%	10,10%	17,30%	15,50%	48 ppm	51 ppm	610 ppm	1243 ppm
Medição nº 5		0,57%	0,66%	8,80%	9,80%	17,20%	15,90%	44 ppm	51 ppm	605 ppm	1231 ppm
Medição nº 6		0,60%	0,61%	8,10%	10,00%	17,00%	15,50%	40 ppm	51 ppm	598 ppm	1240 ppm
MÉDIA		0,58%	0,69%	8,63%	9,92%	17,42%	15,73%	38 ppm	54 ppm	610 ppm	1300 ppm
Medição nº 1	3000	0,49%	0,69%	9,50%	10,80%	17,30%	14,70%	30 ppm	55 ppm	476 ppm	947 ppm
Medição nº 2		0,49%	0,73%	9,30%	10,90%	17,50%	14,70%	27 ppm	54 ppm	467 ppm	948 ppm
Medição nº 3		0,46%	0,76%	9,50%	10,80%	17,30%	14,70%	26 ppm	54 ppm	486 ppm	932 ppm
Medição nº 4		0,47%	0,69%	9,50%	10,70%	17,20%	14,90%	30 ppm	51 ppm	495 ppm	890 ppm
Medição nº 5		0,49%	0,63%	9,40%	10,80%	17,30%	14,80%	27 ppm	51 ppm	477 ppm	874 ppm
Medição nº 6		0,46%	0,59%	9,30%	10,70%	17,40%	14,90%	25 ppm	50 ppm	490 ppm	823 ppm
MÉDIA		0,48%	0,68%	9,42%	10,78%	17,33%	14,78%	28 ppm	53 ppm	482 ppm	902 ppm
Medição nº 1	3500	0,66%	0,76%	10,50%	11,40%	16,60%	14,10%	44 ppm	54 ppm	856 ppm	1549 ppm
Medição nº 2		0,67%	0,78%	10,40%	11,50%	16,80%	14,00%	41 ppm	54 ppm	829 ppm	1607 ppm
Medição nº 3		0,62%	0,77%	10,40%	11,30%	16,70%	14,20%	38 ppm	55 ppm	840 ppm	1637 ppm
Medição nº 4		0,65%	0,63%	10,30%	11,40%	16,60%	14,10%	49 ppm	52 ppm	883 ppm	1560 ppm
Medição nº 5		0,69%	0,62%	10,30%	11,50%	16,50%	14,10%	43 ppm	52 ppm	879 ppm	1589 ppm
Medição nº 6		0,69%	0,63%	10,40%	11,50%	16,50%	14,10%	37 ppm	51 ppm	873 ppm	1572 ppm
MÉDIA		0,66%	0,70%	10,38%	11,43%	16,62%	14,10%	42 ppm	53 ppm	860 ppm	1586 ppm
Medição nº 1	4000	0,51%	0,82%	11,70%	12,20%	15,90%	13,40%	147 ppm	53 ppm	777 ppm	1823 ppm
Medição nº 2		0,75%	0,87%	11,80%	12,20%	15,80%	13,30%	105 ppm	55 ppm	779 ppm	1868 ppm
Medição nº 3		0,80%	0,87%	11,70%	12,20%	15,80%	13,40%	81 ppm	56 ppm	798 ppm	1856 ppm
Medição nº 4		0,62%	0,47%	11,70%	12,20%	15,60%	13,30%	114 ppm	59 ppm	777 ppm	1748 ppm
Medição nº 5		0,69%	0,53%	11,70%	12,30%	15,70%	13,30%	93 ppm	56 ppm	807 ppm	1761 ppm
Medição nº 6		0,73%	0,56%	11,60%	12,30%	15,70%	13,30%	77 ppm	55 ppm	796 ppm	1806 ppm
MÉDIA		0,68%	0,69%	11,70%	12,23%	15,75%	13,33%	103 ppm	56 ppm	789 ppm	1810 ppm

Fonte: Autor

Tabela 35: Aquisição das emissões dos testes com E80/W20

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E80/W20 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 6,76				TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
				1	T.C. 7,44:1		28/02/2018		17:37 hs		
				2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		13:46 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	COMPOSIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO									
		CO		CO ₂		O ₂		HC		NO _x	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	0,56%	0,77%	8,30%	8,90%	17,00%	16,20%	27 ppm	53 ppm	125 ppm	300 ppm
Medição nº 2		0,53%	0,79%	8,40%	8,90%	16,60%	16,10%	26 ppm	54 ppm	123 ppm	271 ppm
Medição nº 3		0,50%	0,70%	8,40%	8,70%	16,60%	16,30%	24 ppm	53 ppm	121 ppm	268 ppm
Medição nº 4		0,50%	0,74%	8,30%	8,80%	16,70%	16,10%	21 ppm	47 ppm	125 ppm	243 ppm
Medição nº 5		0,51%	0,69%	8,40%	8,80%	16,30%	16,10%	22 ppm	49 ppm	124 ppm	254 ppm
Medição nº 6		0,49%	0,64%	8,40%	8,80%	16,50%	16,10%	23 ppm	52 ppm	124 ppm	237 ppm
MÉDIA		0,52%	0,72%	8,37%	8,82%	16,62%	16,15%	24 ppm	51 ppm	124 ppm	262 ppm
Medição nº 1	2500	0,63%	0,87%	9,00%	10,00%	16,40%	15,10%	28 ppm	46 ppm	228 ppm	767 ppm
Medição nº 2		0,56%	0,82%	8,90%	9,90%	16,50%	15,20%	33 ppm	49 ppm	228 ppm	750 ppm
Medição nº 3		0,61%	0,82%	9,30%	10,10%	16,10%	15,10%	35 ppm	50 ppm	228 ppm	768 ppm
Medição nº 4		0,47%	0,76%	9,00%	9,90%	16,00%	15,10%	20 ppm	40 ppm	197 ppm	665 ppm
Medição nº 5		0,49%	0,72%	9,00%	9,80%	16,00%	15,30%	20 ppm	42 ppm	198 ppm	706 ppm
Medição nº 6		0,46%	0,71%	9,10%	9,90%	15,80%	15,10%	21 ppm	45 ppm	204 ppm	719 ppm
MÉDIA		0,54%	0,78%	9,05%	9,93%	16,13%	15,15%	26 ppm	45 ppm	214 ppm	729 ppm
Medição nº 1	3000	0,51%	0,90%	9,60%	10,70%	16,00%	14,40%	22 ppm	42 ppm	325 ppm	888 ppm
Medição nº 2		0,51%	0,91%	9,50%	10,70%	16,00%	14,40%	22 ppm	42 ppm	328 ppm	844 ppm
Medição nº 3		0,47%	0,84%	9,60%	10,70%	16,00%	14,40%	20 ppm	42 ppm	313 ppm	842 ppm
Medição nº 4		0,35%	0,88%	9,50%	10,70%	15,80%	14,30%	10 ppm	37 ppm	323 ppm	697 ppm
Medição nº 5		0,40%	0,77%	9,10%	10,60%	16,00%	14,40%	11 ppm	37 ppm	306 ppm	692 ppm
Medição nº 6		0,37%	0,80%	9,50%	10,80%	15,80%	14,40%	10 ppm	38 ppm	317 ppm	660 ppm
MÉDIA		0,44%	0,85%	9,47%	10,70%	15,93%	14,38%	16 ppm	40 ppm	319 ppm	771 ppm
Medição nº 1	3500	0,57%	0,63%	10,30%	11,40%	15,60%	13,90%	23 ppm	39 ppm	545 ppm	945 ppm
Medição nº 2		0,60%	0,69%	10,50%	11,40%	15,50%	14,00%	23 ppm	38 ppm	580 ppm	957 ppm
Medição nº 3		0,53%	0,64%	10,50%	11,40%	15,40%	14,00%	20 ppm	38 ppm	581 ppm	940 ppm
Medição nº 4		0,40%	0,74%	10,50%	11,50%	15,20%	13,60%	11 ppm	41 ppm	508 ppm	777 ppm
Medição nº 5		0,40%	0,70%	10,50%	11,60%	15,20%	13,60%	11 ppm	38 ppm	518 ppm	792 ppm
Medição nº 6		0,41%	0,70%	10,40%	11,50%	15,20%	13,60%	10 ppm	37 ppm	527 ppm	775 ppm
MÉDIA		0,49%	0,68%	10,45%	11,47%	15,35%	13,78%	16 ppm	39 ppm	543 ppm	864 ppm
Medição nº 1	4000	0,40%	0,73%	11,70%	12,50%	14,80%	13,00%	10 ppm	56 ppm	496 ppm	838 ppm
Medição nº 2		0,44%	0,76%	11,70%	12,50%	14,80%	12,90%	9 ppm	53 ppm	498 ppm	838 ppm
Medição nº 3		0,41%	0,74%	11,70%	12,50%	14,80%	12,90%	8 ppm	50 ppm	484 ppm	816 ppm
Medição nº 4		0,45%	0,51%	11,70%	12,50%	14,30%	13,00%	13 ppm	56 ppm	386 ppm	637 ppm
Medição nº 5		0,42%	0,64%	11,80%	12,60%	14,30%	12,80%	11 ppm	56 ppm	397 ppm	661 ppm
Medição nº 6		0,43%	0,59%	11,70%	12,60%	14,40%	12,80%	11 ppm	51 ppm	386 ppm	662 ppm
MÉDIA		0,43%	0,66%	11,72%	12,53%	14,57%	12,90%	10 ppm	54 ppm	441 ppm	742 ppm

Fonte: Autor

Tabela 36: Aquisição das emissões dos testes com E70/W30

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E70/W30 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 5,76				TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
				1	T.C. 7,44:1		28/02 e 01/03/2018		20:05 hs e 11:15 hs		
				2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		15:11 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	COMPOSIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO									
		CO		CO ₂		O ₂		HC		NO _x	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	0,58%	0,69%	8,20%	9,20%	14,60%	15,60%	132 ppm	156 ppm	45 ppm	379 ppm
Medição nº 2		0,53%	0,61%	8,10%	8,10%	14,90%	15,90%	136 ppm	162 ppm	43 ppm	378 ppm
Medição nº 3		0,62%	0,68%	8,50%	8,80%	14,50%	15,90%	138 ppm	166 ppm	43 ppm	359 ppm
Medição nº 4		0,60%	0,71%	8,20%	9,30%	17,60%	15,80%	109 ppm	157 ppm	60 ppm	339 ppm
Medição nº 5		0,61%	0,67%	8,30%	8,90%	17,20%	16,20%	115 ppm	178 ppm	59 ppm	325 ppm
Medição nº 6		0,64%	0,60%	8,40%	8,80%	16,90%	16,10%	121 ppm	187 ppm	58 ppm	332 ppm
MÉDIA		0,60%	0,66%	8,28%	8,85%	15,95%	15,92%	125 ppm	168 ppm	51 ppm	352 ppm
Medição nº 1	2500	0,55%	0,71%	9,10%	10,00%	14,10%	15,10%	99 ppm	131 ppm	84 ppm	450 ppm
Medição nº 2		0,57%	0,69%	9,10%	9,90%	14,10%	15,10%	105 ppm	139 ppm	83 ppm	451 ppm
Medição nº 3		0,58%	0,71%	8,90%	10,00%	14,30%	15,10%	106 ppm	146 ppm	79 ppm	438 ppm
Medição nº 4		0,55%	0,72%	8,90%	10,00%	16,10%	15,20%	89 ppm	124 ppm	85 ppm	409 ppm
Medição nº 5		0,56%	0,72%	8,90%	9,90%	16,50%	15,20%	91 ppm	130 ppm	84 ppm	401 ppm
Medição nº 6		0,55%	0,74%	8,90%	9,80%	16,30%	15,40%	92 ppm	138 ppm	84 ppm	391 ppm
MÉDIA		0,56%	0,72%	8,97%	9,93%	15,23%	15,18%	97 ppm	135 ppm	83 ppm	423 ppm
Medição nº 1	3000	0,54%	0,68%	9,70%	10,70%	13,80%	14,40%	75 ppm	113 ppm	99 ppm	357 ppm
Medição nº 2		0,60%	0,70%	9,80%	10,80%	13,60%	14,40%	75 ppm	117 ppm	98 ppm	352 ppm
Medição nº 3		0,51%	0,64%	9,90%	10,60%	13,70%	14,40%	76 ppm	117 ppm	103 ppm	356 ppm
Medição nº 4		0,51%	0,62%	9,50%	10,60%	16,20%	14,70%	49 ppm	100 ppm	95 ppm	294 ppm
Medição nº 5		0,54%	0,65%	9,50%	10,50%	16,20%	14,70%	48 ppm	109 ppm	96 ppm	299 ppm
Medição nº 6		0,53%	0,60%	9,60%	10,70%	16,10%	14,60%	49 ppm	116 ppm	93 ppm	278 ppm
MÉDIA		0,54%	0,65%	9,67%	10,65%	14,93%	14,53%	62 ppm	112 ppm	97 ppm	323 ppm
Medição nº 1	3500	0,50%	0,82%	10,60%	11,50%	13,30%	13,50%	89 ppm	106 ppm	157 ppm	594 ppm
Medição nº 2		0,53%	0,73%	10,50%	11,60%	13,30%	13,50%	86 ppm	105 ppm	160 ppm	585 ppm
Medição nº 3		0,49%	0,76%	10,50%	11,60%	13,30%	13,60%	77 ppm	100 ppm	161 ppm	559 ppm
Medição nº 4		0,39%	0,51%	10,40%	11,60%	15,30%	13,80%	47 ppm	86 ppm	134 ppm	457 ppm
Medição nº 5		0,39%	0,52%	10,50%	11,60%	15,30%	13,80%	47 ppm	87 ppm	135 ppm	460 ppm
Medição nº 6		0,42%	0,43%	10,50%	11,40%	15,40%	13,90%	47 ppm	85 ppm	134 ppm	468 ppm
MÉDIA		0,45%	0,63%	10,50%	11,55%	14,32%	13,68%	66 ppm	95 ppm	147 ppm	521 ppm
Medição nº 1	4000	0,60%	0,77%	11,90%	12,50%	12,40%	12,70%	107 ppm	152 ppm	241 ppm	592 ppm
Medição nº 2		0,55%	0,82%	11,90%	12,50%	12,40%	12,60%	95 ppm	135 ppm	243 ppm	552 ppm
Medição nº 3		0,56%	0,81%	11,90%	12,50%	12,40%	12,60%	86 ppm	121 ppm	247 ppm	562 ppm
Medição nº 4		0,30%	0,38%	11,70%	12,50%	14,50%	12,90%	64 ppm	78 ppm	184 ppm	489 ppm
Medição nº 5		0,30%	0,43%	11,70%	12,60%	14,50%	12,90%	59 ppm	76 ppm	185 ppm	514 ppm
Medição nº 6		0,31%	0,42%	11,70%	12,50%	14,50%	12,90%	53 ppm	71 ppm	167 ppm	515 ppm
MÉDIA		0,44%	0,61%	11,80%	12,52%	13,45%	12,77%	77 ppm	106 ppm	211 ppm	537 ppm

Fonte: Autor

Tabela 37: Aquisição das emissões dos testes com E60/W40

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E60/W40 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 4,82				TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
				1	T.C. 7,44:1		01/03/2018		13:13 hs		
				2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		16:59 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	COMPOSIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO									
		CO		CO ₂		O ₂		HC		NO _x	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	0,50%	0,60%	7,90%	8,80%	17,50%	15,90%	312 ppm	554 ppm	35 ppm	17 ppm
Medição nº 2		0,52%	0,63%	8,30%	9,10%	16,10%	16,00%	333 ppm	590 ppm	34 ppm	16 ppm
Medição nº 3		0,55%	0,56%	8,20%	8,90%	16,50%	16,10%	351 ppm	651 ppm	34 ppm	16 ppm
Medição nº 4		0,42%	0,52%	8,10%	8,90%	16,50%	16,20%	334 ppm	545 ppm	28 ppm	17 ppm
Medição nº 5		0,43%	0,49%	7,90%	8,70%	16,70%	16,20%	384 ppm	569 ppm	26 ppm	13 ppm
Medição nº 6		0,38%	0,42%	7,70%	8,60%	16,60%	16,40%	422 ppm	606 ppm	24 ppm	13 ppm
MÉDIA		0,47%	0,54%	8,02%	8,83%	16,65%	16,13%	356 ppm	586 ppm	30 ppm	15 ppm
Medição nº 1	2500	0,54%	0,53%	8,70%	9,90%	16,60%	15,30%	181 ppm	404 ppm	39 ppm	24 ppm
Medição nº 2		0,53%	0,53%	9,00%	9,60%	16,00%	15,30%	196 ppm	435 ppm	38 ppm	24 ppm
Medição nº 3		0,53%	0,51%	8,80%	9,90%	16,00%	15,30%	204 ppm	479 ppm	37 ppm	25 ppm
Medição nº 4		0,57%	0,60%	8,80%	9,90%	16,20%	15,10%	209 ppm	442 ppm	32 ppm	26 ppm
Medição nº 5		0,61%	0,55%	8,90%	9,70%	15,90%	15,40%	230 ppm	471 ppm	31 ppm	27 ppm
Medição nº 6		0,58%	0,54%	8,80%	9,60%	16,00%	15,30%	248 ppm	501 ppm	31 ppm	26 ppm
MÉDIA		0,56%	0,54%	8,83%	9,77%	16,12%	15,28%	211 ppm	455 ppm	35 ppm	25 ppm
Medição nº 1	3000	0,58%	0,64%	9,60%	10,50%	15,60%	14,40%	135 ppm	364 ppm	50 ppm	15 ppm
Medição nº 2		0,59%	0,61%	9,50%	10,70%	15,80%	14,40%	136 ppm	372 ppm	50 ppm	14 ppm
Medição nº 3		0,60%	0,62%	9,60%	10,50%	15,60%	14,40%	140 ppm	381 ppm	50 ppm	13 ppm
Medição nº 4		0,62%	0,66%	9,70%	10,70%	15,50%	14,40%	125 ppm	432 ppm	42 ppm	16 ppm
Medição nº 5		0,58%	0,63%	9,50%	10,60%	15,50%	14,40%	127 ppm	415 ppm	42 ppm	13 ppm
Medição nº 6		0,55%	0,58%	9,50%	10,50%	15,50%	14,40%	143 ppm	409 ppm	41 ppm	12 ppm
MÉDIA		0,59%	0,62%	9,57%	10,58%	15,58%	14,40%	134 ppm	396 ppm	46 ppm	14 ppm
Medição nº 1	3500	0,50%	0,60%	10,60%	11,70%	15,00%	13,30%	87 ppm	309 ppm	62 ppm	329 ppm
Medição nº 2		0,50%	0,63%	10,60%	11,80%	14,90%	13,40%	88 ppm	297 ppm	61 ppm	348 ppm
Medição nº 3		0,47%	0,63%	10,50%	11,70%	15,00%	13,40%	88 ppm	288 ppm	60 ppm	328 ppm
Medição nº 4		0,52%	0,56%	10,80%	11,90%	14,60%	13,10%	93 ppm	323 ppm	42 ppm	224 ppm
Medição nº 5		0,49%	0,60%	10,70%	11,90%	14,70%	13,10%	94 ppm	323 ppm	42 ppm	209 ppm
Medição nº 6		0,46%	0,54%	10,60%	11,70%	14,80%	13,20%	93 ppm	323 ppm	41 ppm	209 ppm
MÉDIA		0,49%	0,59%	10,63%	11,78%	14,83%	13,25%	91 ppm	311 ppm	51 ppm	275 ppm
Medição nº 1	4000	0,47%	0,57%	11,90%	12,60%	13,90%	12,60%	87 ppm	492 ppm	77 ppm	298 ppm
Medição nº 2		0,42%	0,63%	11,90%	12,60%	13,90%	12,40%	84 ppm	422 ppm	76 ppm	300 ppm
Medição nº 3		0,42%	0,68%	11,90%	12,60%	14,00%	12,40%	83 ppm	360 ppm	80 ppm	306 ppm
Medição nº 4		0,48%	0,50%	12,10%	12,50%	13,50%	12,50%	102 ppm	551 ppm	50 ppm	241 ppm
Medição nº 5		0,51%	0,50%	12,10%	12,50%	13,50%	12,50%	99 ppm	465 ppm	52 ppm	245 ppm
Medição nº 6		0,55%	0,46%	12,00%	12,50%	13,60%	12,50%	97 ppm	383 ppm	52 ppm	219 ppm
MÉDIA		0,48%	0,56%	11,98%	12,55%	13,73%	12,48%	92 ppm	446 ppm	65 ppm	268 ppm

Fonte: Autor

Tabela 38: Aquisição das emissões dos testes com E50/W50

AQUISIÇÃO DE DADOS - COMBUSTÍVEL E50/W50 RAZÃO AR / COMBUSTÍVEL: 3,92				TESTE	TAXA DE COMPRESSÃO (T.C.)		DATA DO TESTE		INÍCIO DO TESTE		
				1	T.C. 7,44:1		01/03/2018		14:40 hs		
				2	T.C. 9,44:1		02/03/2018		19:15 hs		
MEDIÇÃO	ROTAÇÃO (rpm)	COMPOSIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO									
		CO		CO ₂		O ₂		HC		NO _x	
		T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1	T.C. 7,44:1	T.C. 9,44:1
Medição nº 1	2000	0,35%	0,38%	7,40%	8,70%	16,50%	15,90%	1117 ppm	1069 ppm	12 ppm	47 ppm
Medição nº 2		0,38%	0,39%	7,80%	9,10%	16,40%	15,60%	1103 ppm	1100 ppm	10 ppm	61 ppm
Medição nº 3		0,43%	0,38%	8,00%	9,00%	16,10%	15,90%	1097 ppm	1134 ppm	10 ppm	46 ppm
Medição nº 4		0,47%	0,44%	8,30%	9,20%	15,70%	15,30%	1384 ppm	1102 ppm	0 ppm	36 ppm
Medição nº 5		0,50%	0,44%	8,30%	9,00%	15,60%	15,60%	1347 ppm	1111 ppm	0 ppm	39 ppm
Medição nº 6		0,47%	0,46%	8,30%	9,10%	15,70%	15,50%	1272 ppm	1159 ppm	0 ppm	43 ppm
MÉDIA		0,43%	0,42%	8,02%	9,02%	16,00%	15,63%	1220 ppm	1113 ppm	5 ppm	45 ppm
Medição nº 1	2500	0,40%	0,46%	7,90%	9,60%	16,10%	14,90%	1132 ppm	872 ppm	12 ppm	52 ppm
Medição nº 2		0,44%	0,44%	7,80%	9,60%	16,50%	15,20%	1134 ppm	911 ppm	10 ppm	46 ppm
Medição nº 3		0,41%	0,44%	7,60%	9,40%	16,80%	15,30%	1151 ppm	947 ppm	11 ppm	46 ppm
Medição nº 4		0,55%	0,49%	8,50%	9,80%	15,10%	15,00%	1868 ppm	954 ppm	1 ppm	31 ppm
Medição nº 5		0,61%	0,59%	8,50%	9,70%	15,20%	14,80%	1783 ppm	1008 ppm	0 ppm	43 ppm
Medição nº 6		0,56%	0,54%	8,40%	9,70%	15,40%	14,80%	1703 ppm	1056 ppm	0 ppm	38 ppm
MÉDIA		0,50%	0,49%	8,12%	9,63%	15,85%	15,00%	1462 ppm	958 ppm	6 ppm	43 ppm
Medição nº 1	3000	0,57%	0,54%	8,60%	10,70%	15,70%	13,90%	1201 ppm	820 ppm	13 ppm	71 ppm
Medição nº 2		0,55%	0,50%	8,70%	10,40%	15,90%	14,20%	1156 ppm	818 ppm	14 ppm	71 ppm
Medição nº 3		0,60%	0,50%	8,60%	10,60%	15,60%	14,10%	1078 ppm	842 ppm	14 ppm	65 ppm
Medição nº 4		0,53%	0,57%	7,40%	10,60%	16,20%	14,10%	1827 ppm	882 ppm	0 ppm	58 ppm
Medição nº 5		0,53%	0,60%	7,30%	10,60%	16,50%	13,90%	1890 ppm	902 ppm	0 ppm	40 ppm
Medição nº 6		0,50%	0,58%	7,40%	10,70%	16,20%	14,00%	1917 ppm	914 ppm	0 ppm	43 ppm
MÉDIA		0,55%	0,55%	8,00%	10,60%	16,02%	14,03%	1512 ppm	863 ppm	7 ppm	58 ppm
Medição nº 1	3500	0,60%	0,69%	8,60%	11,90%	16,00%	12,50%	1196 ppm	855 ppm	12 ppm	50 ppm
Medição nº 2		0,66%	0,70%	8,60%	11,90%	15,80%	12,60%	1268 ppm	842 ppm	11 ppm	51 ppm
Medição nº 3		0,56%	0,69%	7,80%	11,80%	16,40%	12,60%	1310 ppm	847 ppm	12 ppm	43 ppm
Medição nº 4		0,67%	0,69%	7,80%	11,70%	16,10%	12,60%	1612 ppm	912 ppm	0 ppm	20 ppm
Medição nº 5		0,62%	0,65%	7,90%	11,60%	16,00%	12,80%	1631 ppm	920 ppm	0 ppm	15 ppm
Medição nº 6		0,61%	0,66%	7,80%	11,70%	15,70%	12,80%	1670 ppm	909 ppm	0 ppm	15 ppm
MÉDIA		0,62%	0,68%	8,08%	11,77%	16,00%	12,65%	1448 ppm	881 ppm	6 ppm	32 ppm
Medição nº 1	4000	0,74%	0,68%	11,30%	12,00%	13,90%	12,70%	379 ppm	1220 ppm	19 ppm	0 ppm
Medição nº 2		0,76%	0,68%	10,80%	11,90%	14,10%	12,50%	414 ppm	1122 ppm	17 ppm	0 ppm
Medição nº 3		0,75%	0,64%	10,50%	12,10%	14,30%	12,40%	443 ppm	1010 ppm	16 ppm	0 ppm
Medição nº 4		0,78%	0,68%	9,30%	12,00%	14,30%	12,40%	1551 ppm	1229 ppm	0 ppm	0 ppm
Medição nº 5		0,71%	0,72%	9,40%	12,10%	14,50%	12,20%	1567 ppm	1116 ppm	0 ppm	0 ppm
Medição nº 6		0,75%	0,76%	9,40%	12,10%	14,50%	12,30%	1584 ppm	1043 ppm	0 ppm	0 ppm
MÉDIA		0,75%	0,69%	10,12%	12,03%	14,27%	12,42%	990 ppm	1123 ppm	9 ppm	0 ppm

Fonte: Autor