



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica
- Mestrado - Doutorado

**ESTUDO DO AVANÇO DE INJEÇÃO DE BIODIESEL EM UM
MOTOR DUAL DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
UTILIZANDO GÁS NATURAL E BIODIESEL.**

Por

Márcio Andrade Rocha

Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal
da Paraíba para obtenção do grau de Doutor em
Engenharia Mecânica

Márcio Andrade Rocha

João Pessoa, Paraíba

Janeiro, 2020

**ESTUDO DO AVANÇO DE INJEÇÃO DE BIODIESEL EM UM
MOTOR DUAL DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
UTILIZANDO GÁS NATURAL E BIODIESEL.**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Profº Dr. Carlos Antônio. Cabral dos Santos

João Pessoa, Paraíba

Janeiro, 2020

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

R672e Rocha, Marcio Andrade.

ESTUDO DO AVANÇO DE INJEÇÃO DE BIODIESEL EM UM MOTOR
DUAL DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO GÁS NATURAL E
BIODIESEL. / Marcio Andrade Rocha. - João Pessoa, 2020.
168 f. : il.

Orientação: Carlos Antônio Cabral dos Santos.
Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Motores Diesel. 2. Motores dual fuel. 3. Injeção
eletrônica Diesel. 4. Atraso de ignição. 5. Avanço de
injeção. I. Santos, Carlos Antônio Cabral dos. II.
Título.

UFPB/BC

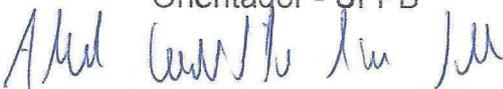
ESTUDO DO AVANÇO DE INJEÇÃO DE BIODIESEL EM UM MOTOR DUAL DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO GÁS NATURAL E BIODIESEL

por

Márcio Andrade Rocha

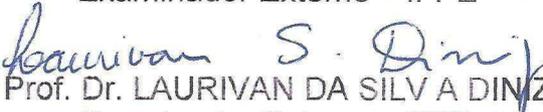
Tese aprovada em 31 de janeiro de 2020


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador - UFPB


Prof. Dr. ABEL CAVALCANTE LIMA FILHO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. FRANCISCO ANTONIO BELO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA
Examinador Externo - IFPE


Prof. Dr. LAURIVAN DA SILVA DINIZ
Examinador Externo - IFPB


Prof. Dr. LESSÓ BENEDITO DOS SANTOS
Examinador Externo - IFAL

DEDICATÓRIA

Aos meus amados pais **Helenito Lima Rocha e Neuza Andrade Rocha**, fonte de amor, carinho e dedicação em minha vida;

Àquela que se fez uma só carne para comigo, minha amada esposa **Solange Novais Rocha**;

Àqueles que são verdadeiros presentes de Deus em minha vida, meus amados filhos **Tiago Novais Rocha e Igor Novais Rocha**.

AGRADECIMENTOS

À **DEUS**, pelo dom da vida e por todas as bênçãos que me concedeste, em especial, família, saúde e sabedoria.

À **CAPES** por financiar parte dos estudos de doutoramento realizado na Universidade do Minho em Portugal.

Ao estimado orientador Professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos, pela oportunidade, confiança, crédito e ensinamentos a mim concedidos para o desenvolvimento deste trabalho, bem como, pelos valiosos laços de amizade construídos a partir do respeito mútuo, simplicidade e humanismo.

Ao amigo Professor Dr. Lesso Benedito dos Santos pelo tempo destinado aos conselhos e contribuições acadêmicas a mim concedidas.

Aos amigos Davi Gondim e Jefferson Mendonça pelas preciosas colaborações prestadas durante o desenvolvimento das atividades de pesquisa realizadas no Laboratório de Motores e Emissões da RECOGÁS na UFPB.

Aos Professores Dr. Jorge José Gomes Martins, Dr. Luis Martins e Dr. Francisco C. Pimenta de Brito da Universidade do Minho em Guimarães/Portugal, pelo acolhimento, amizade e ensinamentos prestados.

Aos amigos Nuno Pacheco, Carlos Figueiral, Tiago Arantes, Joaquim Costa e Domingos pelas preciosas colaborações nas atividades realizadas no Laboratório de Motores da Universidade do Minho.

Aos meus amados pais Helenito Lima Rocha e Neuza Andrade Rocha e tios Maria Lúcia e José Carlos, pelo amor, carinho e doação concedidos durante todos estes anos destinados à minha formação cidadã, religiosa e educacional.

À minha amada esposa Solange Novais Rocha e amados filhos Tiago Novais Rocha e Igor Novais Rocha, pelo amor, dedicação e companheirismo capazes de me fortalecer nos momentos mais difíceis de minha vida.

Aos colegas de doutoramento Dhiego Veloso, Fábio Lima, Gustavo Assad e Pedro Granvile, pela amizade firmada e valiosas discussões acadêmicas realizadas.

“Mesmo que eu tivesse o dom da profecia, e conhecesse todos os mistérios e toda a ciência; mesmo que eu tivesse toda a fé, a ponto de transportar montanhas, se não tiver amor, não sou nada. Ainda que eu distribuísse todos os meus bens em sustento dos pobres, e ainda que entregasse o meu corpo para ser queimado, se não tiver amor, de nada valeria”.

I Cor 13,2-3

RESUMO

O presente de trabalho tem como objetivo estudar o avanço de injeção de biodiesel em um motor dual de ignição por compressão utilizando gás natural e Diesel/biodiesel. A determinação do ponto ideal de injeção do Diesel/biodiesel tende a proporcionar uma combustão completa da mistura do Diesel/biodiesel/GNV de forma a manter a potência e o torque do motor originalmente especificado pelo fabricante com uso exclusivo de Diesel/biodiesel, sem gerar problemas como *knock*, aumento de poluentes lançados ao meio ambiente, diminuição da autonomia e aumento de custos. Um sensor de vibração piezoelétrico, do tipo sensor de detonação automotivo utilizado em veículos com motor “flex” facilmente encontrado no comércio e de baixo custo, foi acoplado ao bloco do motor Diesel MWM 4.07 TCE. Os sinais por ele emitidos juntamente com o sinal de abertura do bico injetor foram captados e condicionados em circuito eletrônico confeccionado para determinação do atraso de ignição ou “*Ignition delay*”. A validação do código elaborado para o circuito eletrônico se deu através da comparação com os valores obtidos mediante osciloscópio. Para variação do avanço de injeção foi feito uso de um variador de avanço da Tury modelo T30 utilizado em veículos equipados com sistema de gás natural veicular (GNV). Para análise dos resultados obtidos foram elaborados gráficos e tabelas contendo informações acerca dos atrasos de ignição e variações do avanço utilizando injeção de GNV e misturas de Diesel/biodiesel em três proporções B10, B20 e B50. Também foi desenvolvido um estudo dos gases emitidos a partir das informações captadas por um analisador dos gases “*Optima 7*” instalado no escapamento do motor. Resultados obtidos mostraram que o uso da mistura Diesel/biodiesel/GNV proporcionou: aumento do *Ignition delay*; o avanço da injeção do combustível aumentou ainda mais o *Ignition delay* necessitando, portanto, de um atraso do avanço; aumento de alguns gases de emissão foram verificados e avaliados como decorrentes de utilização de misturas ricas e ou combustão incompleta.

Palavras Chave: Motores Diesel; Motores “*dual fuel*”; Injeção eletrônica Diesel; Atraso de ignição; Avanço de injeção; Emissões.

ABSTRACT

The present work aims to study the advance of biodiesel injection in a dual-fuel engine of the ignition per compression using natural gas and Diesel / biodiesel. The determination of the ideal injection point of Diesel / biodiesel tends to provide complete combustion of the Diesel / biodiesel / CNG mixture in order to maintain the power and torque of the engine originally specified by the manufacturer with exclusive use of Diesel/biodiesel, without generating problems like knock, increase of pollutants released to the environment, decrease of autonomy and increase of costs. A piezoelectric vibration sensor, of the automotive detonation sensor type used on commercially available, low cost flex engine vehicles, was coupled to the MWM 4.07 TCE Diesel engine block. The signals it emitted together with the nozzle opening signal were captured and conditioned in an electronic circuit made to determine the ignition delay. The code elaboration for the electronic circuit was validated by comparing it with the values obtained by oscilloscope. In order to vary the injection advance, was used a Tury Model T30 advance variator used in vehicles equipped with a vehicle natural gas (VNG) system. For the analysis of the obtained results, graphs and tables containing information on ignition delays and variations in the advance using VNG injection and diesel / biodiesel mixtures in three proportions B10, B20 and B50 were prepared. A study of the gases emitted from the information captured by an "Optima 7" gas analyzer installed in the engine exhaust was also developed. Results obtained showed that the use of Diesel / biodiesel / CNG mixture provided: increased Ignition delay; the advance of the fuel injection increased the Ignition delay even more, thus necessitating an advance delay; increase in some emission gases were verified and evaluated as resulting from the use of rich mixtures and or incomplete combustion.

Keywords: Diesel engines; "Dual-fuel" engines; Diesel electronic injection; Ignition Delay; Injection advance; Emissions.

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| DEDICATÓRIA | i |
| AGRADECIMENTOS..... | ii |
| RESUMO | iv |
| ABSTRACT | v |
| LISTA DE FIGURAS | x |
| LISTA DE TABELAS | xiv |
| LISTA DE SÍMBOLOS | xv |
| CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO E OBJETIVOS | 1 |
| 1.1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.2 JUSTIFICATIVA..... | 3 |
| 1.3 OBJETIVOS | 4 |
| 1.3.1 Geral..... | 4 |
| 1.3.2 Específicos | 5 |
| 1.4 MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA DA PESQUISA | 5 |
| 1.5 ESTRUTURA DA TESE..... | 6 |
| CAPÍTULO II - ESTADO DA ARTE..... | 8 |
| 2.1 ESTADO DA ARTE..... | 8 |
| CAPÍTULO III - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 14 |
| 3.1. MÁQUINAS TÉRMICAS | 14 |
| 3.2 COMPONENTES DO MOTOR – NOMENCLATURAS..... | 16 |
| 3.2.1 Princípio de funcionamento | 17 |
| 3.3 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA | 17 |
| 3.3.1 Quanto ao tipo de movimento:..... | 17 |
| 3.3.2 Quanto ao método de carga..... | 18 |
| 3.3.3 Quanto à disposição dos cilindros:..... | 18 |

| | |
|---|-----------|
| 3.3.4 Quanto ao tipo de ignição | 18 |
| 3.3.5 Quanto ao ciclo de operação do pistão..... | 19 |
| 3.3.6 Quanto à relação diâmetro <i>versus</i> curso do pistão | 20 |
| 3.4 ALGUMAS DEFINIÇÕES..... | 20 |
| 3.5 MOTORES DO CICLO OTTO | 22 |
| 3.5.1 Termodinâmica do ciclo Otto..... | 23 |
| 3.6 MOTOR DO CICLO DIESEL..... | 24 |
| 3.6.1 Termodinâmica do ciclo Diesel | 25 |
| 3.7 MOTOR DO CICLO DUAL | 27 |
| 3.7.1 Termodinâmica do ciclo Dual..... | 27 |
| CAPÍTULO IV - INJEÇÃO ELETRÔNICA EM MOTORES DIESEL | 29 |
| 4.1 HISTÓRICO DA INJEÇÃO ELETRÔNICA DIESEL | 29 |
| 4.2 SISTEMA COMMON RAIL (CRS)..... | 33 |
| CAPÍTULO V - COMBUSTÃO | 36 |
| 5.1 COMBUSTÃO..... | 36 |
| 5.2 FASES DA COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL..... | 37 |
| 5.3 FASES DA COMBUSTÃO EM MOTORES DUAL FUEL..... | 38 |
| 5.4 PREPARAÇÃO DA MISTURA | 40 |
| 5.5 DELAY DE IGNIÇÃO OU ATRASO DE IGNIÇÃO | 41 |
| 5.5.1 Técnicas aplicadas na determinação do atraso de ignição | 42 |
| 5.6 DETONAÇÃO..... | 43 |
| CAPÍTULO VI - COMBUSTÍVEIS..... | 46 |
| 6.1 ÓLEO DIESEL | 46 |
| 6.1.1 Processo de obtenção do óleo diesel..... | 46 |
| 6.2 BODIESEL | 48 |
| 6.2.1 Processo para obtenção de biodiesel e propriedades físico-químicas..... | 50 |
| 6.2.2 O cenário do biodiesel..... | 52 |
| 6.2.3 Impactos decorrentes do biodiesel | 54 |
| 6.3 GÁS NATURAL VEICULAR (GNV) | 57 |
| 6.3.1 Obtenção do Gás Natural | 58 |

| | |
|--|------------|
| 6.3.2. Características Físico-Químicas do Gás Natural..... | 59 |
| 6.3.3 Gás Natural: O Cenário Mundial e do Brasil | 62 |
| 6.3.4. Vantagens e desvantagens quanto ao uso do Gás Natural Veicular: | 66 |
| CAPÍTULO VII - EMISSÕES VEICULARES..... | 68 |
| 7.1 EMISSÕES VEICULARES | 68 |
| 7.2 UMA BREVE HISTÓRIA..... | 69 |
| 7.3 EMISSÕES GASOSAS. | 72 |
| 7.4 PADRÕES DE EMISSÕES | 76 |
| 7.4.1 Europeu | 76 |
| 7.4.2. Estados Unidos..... | 77 |
| 7.4.3 Brasil | 79 |
| CAPÍTULO VIII - METODOLOGIA. | 83 |
| 8.1 MÉTODOS E TÉCNICAS | 83 |
| 8.2 MATERIAS | 83 |
| 8.2.1 Motor MWM 4.07 TCE | 83 |
| 8.2.2 Dinamômetro..... | 84 |
| 8.2.3 Sistema de aquisição de dados do dinamômetro..... | 85 |
| 8.2.4 Sistema de alimentação do gás natural veicular (GNV) | 86 |
| 8.2.5 Sistema de controle de injeção Biodiesel – GNV. | 90 |
| 8.2.6 Analisador de gases e opacímetro. | 91 |
| 8.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS | 94 |
| 8.3.1 Termografia..... | 94 |
| 8.3.2 Medição de temperatura – condução de calor..... | 96 |
| 8.3.3 Medição de temperatura – termopar | 98 |
| 8.3.4 Vibrações e sensores piezelétricos | 98 |
| CAPÍTULO IX - RESULTADOS E DISCUSSÕES | 104 |
| 9.1 ATRASO DE IGNIÇÃO E VARIAÇÃO DO AVANÇO | 104 |
| 9.2 ANÁLISE DE GASES..... | 108 |
| CAPÍTULO X - CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES..... | 113 |

| | |
|---|-----|
| REFERÊNCIAS | 115 |
| APÊNDICE I..... | 125 |
| Modelagem termodinâmica do ciclo Otto..... | 125 |
| APÊNDICE II | 128 |
| Modelagem termodinâmica do ciclo Diesel..... | 128 |
| APÊNDICE III..... | 131 |
| Modelagem termodinâmica do ciclo Dual..... | 131 |
| APÊNDICE IV..... | 133 |
| Código computacional elaborado em C/C++ | 133 |
| APÊNDICE V -..... | 137 |
| Dados técnicos do motor MWM 4.07 TCE | 137 |
| APÊNDICE VI..... | 139 |
| Problemas técnicos solucionados..... | 139 |
| ANEXO I | 148 |
| Efeito de vários fatores no atraso de ignição | 148 |

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-------------|--|----|
| Figura 3. 1 | Máquina térmica..... | 14 |
| Figura 3. 2 | Classificação das máquinas térmicas | 15 |
| Figura 3. 3 | Componentes do motor de combustão interna | 16 |
| Figura 3. 4 | Classificação dos motores quanto à disposição dos cilindros | 18 |
| Figura 3. 5 | Funcionamento do motor de dois tempos | 19 |
| Figura 3. 6 | Motor quatro tempos | 19 |
| Figura 3. 7 | Algumas definições | 20 |
| Figura 3. 8 | Etapas de funcionamento do motor do ciclo Otto quatro tempos. | 22 |
| Figura 3. 9 | Ciclo Otto (a) real; (b) ideal | 24 |
| Figura 3.10 | Transformações termodinâmicas ocorridas no Ciclo Diesel..... | 25 |
| Figura 3.11 | Ciclo Diesel: (A) Ideal e (B) Real..... | 26 |
| Figura 3.12 | Funcionamento do motor Dual Fuel..... | 27 |
| Figura 3.13 | Diagramas do Ciclo Dual. | 28 |
| | | |
| Figura 4. 1 | Injeção de combustível mecânica | 29 |
| Figura 4. 2 | Unidade Eletrônica EDC | 31 |
| Figura 4. 3 | Unidade injetora UIS. | 32 |
| Figura 4. 4 | Unidade injetora UPS | 32 |
| Figura 4. 5 | Diagrama dos componentes do sistema de injeção eletrônica Diesel “common rail” | 34 |
| Figura 4. 6 | Diagrama de entrada e saída de sinais da unidade central eletrônica (ECU) | 35 |

| | |
|--|----|
| Figura 5.1 Fases da combustão | 38 |
| Figura 5.2 Fases da combustão dual-fuel | 39 |
| Figura 5.3 Movimentos de turbulência do fluxo de ar no cilindro. | 40 |
| Figura 5.4 Geometrias comuns de câmara de combustão em motores Diesel com injeção direta de combustível | 41 |
| Figura 5.5 Sensor de pressão montado na câmara de combustão de um motor | 43 |
| Figura 5.6 Processos de combustão: (a) Normal; (b) Anormal com detonação | 44 |
| Figura 5.7 Influência do atraso de ignição na detonação..... | 45 |
| | |
| Figura 6. 1 Esquema de destilação atmosférica e a vácuo | 47 |
| Figura 6. 2 Esquema de produção de óleo Diesel no Brasil | 48 |
| Figura 6. 3 Matérias-primas na produção de biodiesel no Brasil..... | 50 |
| Figura 6.4 Processos para obtenção de biodiesel: a) Reação de transesterificação, b) Diagrama de produção de biodiesel | 51 |
| Figura 6. 5 Matriz de oferta de energia brasileira: Participação das Fontes – 2015/2024 .. | 53 |
| Figura 6. 6 Processo de extração do Gás Natural | 59 |
| Figura 6. 7 Reservas provadas de gás natural em trilhões m ³ | 62 |
| Figura 6. 8 Produção de gás natural segundo regiões geográficas em trilhões m ³ | 63 |
| Figura 6. 9 Consumo mundial de gás natural..... | 64 |
| Figura 6.10 Comparação entre produção e consumo de gás natural..... | 65 |
| Figura 6.11 Balanço de Gás Natural no Brasil..... | 65 |
| | |
| Figura 7. 1 Emissão de gases de efeito estufa | 69 |
| Figura 7.2 Limites para emissões reais de óxido de nitrogênio (No _x): comparação entre carros a gasolina e a diesel..... | 73 |
| Figura 7. 3 Emissões totais desenvolvidas entre 2000-2016 | 75 |
| Figura 7. 4 Emissões do transporte rodoviário desenvolvidas entre 2000-2016..... | 75 |

| | |
|---|-----|
| Figura 8. 1 Identificação do Motor MWM 4.07 TCE..... | 84 |
| Figura 8. 2 Dinamômetro LOGS elétrico acoplado ao motor MWM 4.07 TCE..... | 85 |
| Figura 8. 3 Sistema de Aquisição de dados do dinamômetro LOGS | 86 |
| Figura 8. 4 Conjunto cilindro de GNV e válvula de cilindro | 86 |
| Figura 8. 5 Redutor de pressão positiva NG2 Landi Renzo. | 87 |
| Figura 8. 6 (a) Eletroválvulas; (b) Sistema de acionamento das eletroválvulas..... | 88 |
| Figura 8. 7 Esquema elétrico de instalação do variador de avanço Tury T30..... | 89 |
| Figura 8. 8 Procedimentos para programação do avanço de ignição | 90 |
| Figura 8. 9 Fluxograma do sistema biodiesel-GNV | 91 |
| Figura 8.10 OPTIMA 7 - Analisador de gases de emissões | 92 |
| Figura 8.11 Opacímetro NA 9000 | 93 |
| Figura 8.12 Espectro eletromagnético | 94 |
| Figura 8.13 Câmera termográfica | 96 |
| Figura 8.14 Retirada do cabeçote e instalação dos fios para condução de calor | 97 |
| Figura 8.15 Sensor piezoelétrico | 99 |
| Figura 8.16 Sensor de detonação instalado na lateral do bloco do motor. | 100 |
| Figura 8.17 Etapas procedimento de condicionamento de sinal do sensor de detonação | 102 |
| Figura 8.18 Imagens comparativas dos sinais do sensor de detonação stes. | 102 |
| Figura 8. 19 Determinação do atraso de ignição. | 103 |
| | |
| Figura 9. 1 Atraso de ignição x rotação do motor..... | 105 |
| Figura 9. 2 Atraso de ignição x rotação com motor frio e motor quente | 105 |
| Figura 9. 3 Atraso de ignição com mistura Diesel/biodiesel em proporções variadas. | 106 |
| Figura 9. 4 Atraso de ignição x rotação para misturas Diesel/biodiesel /GNV | 107 |
| Figura 9. 5 Atraso de ignição x rotação com mistura de combustível | 107 |
| Figura 9. 6 Atraso de ignição x rotação com variação de avanço..... | 108 |
| Figura 9. 7 Emissão de CO ₂ x rotação do motor..... | 109 |
| Figura 9. 8 Emissão de CO x rotação do motor | 110 |
| Figura 9. 9 Emissão SO ₂ x rotação do motor | 110 |
| Figura 9. 10 Emissão de No _x x rotação do motor | 111 |
| Figura 9. 11 Emissão de NO x rotação do motor..... | 111 |
| Figura 9. 12 Opacidade x misturas com GNV | 112 |

| | |
|--|-----|
| Figura AP.VI. 1 Acoplamento Antaris AT com espaçador | 139 |
| Figura AP.VI.2 Acoplamento Antaris: (a) Expansor ; (b) Elemento flexível avariado..... | 140 |
| Figura AP.VI. 3 Acoplamento tipo cardan. | 141 |
| Figura AP.VI.4 Deslocamento axial do flange | 142 |
| Figura AP.VI.5 Cisalhamento dos parafusos de fixação do flange do dinamômetro..... | 143 |
| Figura AP.VI.6 Processo de extração do corpo do parafuso cisalhado | 143 |
| Figura AP.VI. 7 Processo de reabertura de rosca | 144 |
| Figura AP.VI.8 Transformador avariado: (a) esquema elétrico; (b) dimensões..... | 145 |
| Figura AP.VI. 9 Transformador substituído | 146 |
| Figura AP.VI. 10 Placa de controle eletrônico do dinamômetro:..... | 146 |
| Figura AP.VI. 11 Conjunto de eletro injetores novos | 147 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 6. 1: Ranking dos maiores produtores de biodiesel da União Europeia | 54 |
| Tabela 6. 2: Composição do Gás Natural Bruto em Alguns Países e regiões do Brasil..... | 60 |
| Tabela 6. 3: Especificação do gás natural..... | 61 |
| Tabela 6. 4: Características físico-química do Gás Natural..... | 61 |
| | |
| Tabela 7. 1: Limites Europeus de emissões veiculares de passageiros em mg/km | 77 |
| Tabela 7. 2: Tier 3 – Padrão de certificação BIN..... | 78 |
| Tabela 7. 3: Tier 3 – Emissões de NMOG + No _x para rota média em teste FTP | 79 |
| | |
| Tabela 8. 1: Especificações Técnica do Redutor de pressão NG2 – Landi Renzo | 87 |
| Tabela 8. 2: Dados técnicos do opacímetro NA 9000 | 93 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|-----------------|---|
| CTGÀS | Centro de tecnologia do gás |
| Mtep | Milhões de tonelada equivalente de petróleo |
| BEN | Balanço energético nacional |
| EDC | Controle eletrônico diesel |
| GNV | Gás natural veicular |
| ICE | Ignição por centelha |
| ICO | Ignição por compressão |
| MCE | Modulo de controle eletrônico |
| NTC | Coeficiente negativo de temperatura |
| PME | Pressão média efetiva |
| PMI | Ponto morto inferior |
| PMS | Ponto morto superior |
| RCS | Sistema Common Rail |
| UCE | Unidade de controle eletrônico |
| | |
| CH ₄ | Metano |
| CO ₂ | Dióxido de carbono |
| NO _x | Oxido de nitrogênio |
| SO _x | Oxido de enxofre |
| CO | Monóxido de carbono |
| GN | Gás natural |
| MP | Material particulado |
| c_p | Calor específico à pressão constante [kJ/kg °C] |
| c_v | Calor específico à volume constante [kJ/kg °C] |
| r_c | Taxa de compressão |
| O ₂ | Oxigênio |

| | |
|-----------|---|
| \dot{m} | Vazão massica [kg/s] |
| \dot{Q} | Fluxo de Calor [kW] |
| \dot{W} | Potência [kW] |
| M | Massa [kg] |
| E | Energia [kJ] |
| g | Aceleração da Gravidade [m/s^2] |
| H | Entalpia [kJ] |
| h | Entalpia Específica [kJ/kg] |
| k | Razão entre calores específicos a Pressão e a Volume Constantes |
| P | Pressão [kPa] |
| Q | Calor [kJ] |
| q | Calor por unidade de massa [kJ/kg] |
| R | Constante Universal dos Gases [kJ/kg K] |
| S | Entropia [kJ] |
| s | Entropia Específica [kJ/kg] |
| T | Temperatura [$^{\circ}C$] |
| t | Tempo [s] |
| U | Energia interna [kJ] |
| u | Energia interna específica [kJ/kg] |
| V | Velocidade [m/s] |
| V | Volume [m^3] |
| v | Volume Específico [m^3/kg] |
| W | Trabalho [kJ] |
| w | Trabalho específico [kJ/kg] |
| η_t | Eficiência Térmica pela 1 ^a Lei da Termodinâmica |

Subscrito

| | |
|-------|------------------|
| liq | Líquido |
| $máx$ | Máximo |
| $mín$ | Mínimo |
| oe | Objeto de Estudo |

| | |
|----------|---------|
| <i>e</i> | Entrada |
| <i>f</i> | Final |
| <i>i</i> | Inicial |
| <i>s</i> | Saída |
| <i>t</i> | Térmica |

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

1.1 INTRODUÇÃO

A Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente Humano realizada em Estocolmo em 1972, a Conferência das Nações Unidas sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento realizada no Rio de Janeiro em 1992 (Rio-92), Protocolo de Kyoto no Japão em 1997, a Cúpula Mundial sobre Desenvolvimento Sustentável (Rio +10) e a Conferência sobre Mudanças Climáticas realizada em Copenhague (2009) e a Convenção das Partes (COP) realizadas anualmente desde a 1995 sendo a última recentemente em Madri em dezembro de 2019 (COP25), retratam muito bem a preocupação dos líderes mundiais quanto à produção de energia a partir de fontes renováveis, do uso racional de energia e, principalmente, da preservação do meio ambiente e da vida na terra. Redução da camada de ozônio, aumento do efeito estufa e o aquecimento global são evidências científicas as quais devem promover sérias consequências para a vida na terra em curto prazo.

A crise do petróleo nos anos 70 obrigou o Brasil a revisar sua matriz energética, impondo uma economia de energia e a redução da dependência dos derivados do petróleo importado. Neste sentido foram tomadas certas medidas tais como o incremento da produção nacional e o aumento da utilização do gás natural na matriz energética brasileira.

Com isto, o uso do gás natural veicular (GNV) no transporte coletivo urbano ressurge como uma promessa para utilização em ônibus. O GNV é capaz de reduzir significativamente a emissão de poluentes, reduzindo os gastos públicos com saúde e os custos de importação de óleo diesel.

Atualmente as questões ambientais e a defesa do meio ambiente são motivos de grandes preocupações e o gás natural veicular se apresenta como uma alternativa energética menos poluente e como uma opção mais econômica para os usuários. Dessa forma, muito se tem a estudar com relação ao gás natural, que passou a ter um papel importante no atendimento da demanda de energia primária no Brasil. As atuais reservas de gás natural garantem um abastecimento em longo prazo. Nos últimos anos novas jazidas foram descobertas.

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos que se encontram no subsolo, formados principalmente por METANO (CH_4), com proporções menores de ETANO e PROPANO. Sua combustão produz menos dióxido de carbono (CO_2) que outras fontes energéticas não renováveis, contribuindo assim para a redução do efeito estufa.

Outro combustível que vem sendo utilizado amplamente é o Biodiesel que, comparado ao óleo diesel derivado do petróleo, pode reduzir em 78% as emissões líquidas de gás carbônico e reduz em 90% as emissões de fumaça e praticamente elimina as emissões de óxido de enxofre, com isto a utilização do biodiesel com o gás natural veicular terá papel predominante na redução da poluição no meio ambiente (HOLANDA, 2006).

O Professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos vem liderando um grupo de pesquisadores vinculados ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba o qual vem realizando estudos relacionados a motores de combustão interna e emissão de poluentes. Um desses trabalhos, executados por (SANTOS, 2015) em seu Doutorado, desenvolveu e implementou um sistema de controle de fluxo para o uso simultâneo de óleo Diesel/biodiesel e gás natural veicular em um motor MWM 4.07 TCE que funciona com Ciclo Diesel e proporcionou um sistema *dual-fuel* (biodiesel-GNV) mantendo a sua originalidade mecânica.

Visando dar continuidade ao aprimoramento desse sistema de controle, houve a motivação em estudar e determinar o avanço de injeção de biodiesel no referido motor ao funcionar com o sistema *dual-fuel* utilizando gás natural e biodiesel.

A expectativa é que se possa contribuir para o desenvolvimento do sistema de controle de forma que se tenha uma combustão mais próxima possível das condições ideais com o máximo aproveitamento de energia, redução de poluentes e preservação do meio ambiente e da vida.

1.2 JUSTIFICATIVA

O Governo Federal, vinculado ao Ministério de Minas e Energia criou em 1991 o programa CONPET – Programa Nacional de Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural, o qual busca racionalizar o consumo dos derivados do petróleo e do gás natural, reduzir a emissão de gases poluentes na atmosfera, promover a pesquisa e o desenvolvimento tecnológico, fornecer apoio técnico para o aumento da eficiência energética no uso final da energia e promover o desenvolvimento de uma cultura ante desperdício no uso dos recursos naturais não renováveis no Brasil, na busca por um país melhor para as gerações futuras e executado com o apoio técnico e administrativo da Petrobras. O CONPET estimula a eficiência no uso da energia em diversos setores, com ênfase nas residências, nas indústrias e nos transportes, além de desenvolver ações de educação ambiental.

O desenvolvimento de tecnologia de aplicação do gás natural veicular com biodiesel pode contribuir para melhoria da qualidade de vida do homem das grandes cidades, haja vista se espera proporcionar uma redução da emissão de poluentes e geração de emprego e renda no campo a partir da inserção de pontos de vendas de GNV e de mão de obra qualificada para manutenção dessas máquinas, aspectos estes que justificam a importância da pesquisa aqui apresentada.

Assim é importante considerar que o uso do biodiesel com gás natural permitirá ganhos para economia nacional a partir da redução das importações brasileira de óleo diesel, bem como, vai reforçar o uso de fontes renováveis de energia e a diversificação da matriz energética brasileira.

A utilização do biodiesel com Gás Natural Veicular, que apresenta importantes vantagens técnicas que, se comparadas com os combustíveis tradicionais, gasolina, álcool e óleo diesel, o indica como alternativa promissora em termos de combustível automotivo.

As principais vantagens em se utilizar o Gás Natural como combustível são:

- Custo relativamente baixo com relação a outros combustíveis;
- Maior durabilidade do óleo lubrificante;
- Maior durabilidade do motor;
- Emite menos poluentes;
- Não é tóxico com o ar;

- Menor densidade que o ar, possibilitando assim uma rápida dissipação na atmosfera em caso de fuga.

Algumas vantagens em utilizar o biodiesel como combustível, em substituição ao óleo diesel são:

- É produzido de matérias-primas renováveis;
- É biodegradável;
- Reduz a emissão de gases poluentes (exceto óxido de nitrogênio, NO_x);
- Tem um alto ponto de fulgor;
- Suas propriedades são compatíveis com o óleo diesel (KNOTE, GERPEN, *et al.*, 2006).

A aplicação do biodiesel com gás natural surge, como fonte de energias alternativas nos diversos setores da economia, principalmente no setor de transporte urbano de passageiros.

Embora fora do âmbito deste projeto, a combustão dual permitirá o uso de misturas biodiesel-biogás em motores diesel, tendo assim uma utilização totalmente isenta de componente fóssil.

Diante de todos os argumentos que foram expostos, foi feito um estudo para se determinar o momento ideal da injeção de biodiesel em um motor dual-fuel¹ que utiliza biodiesel e gás natural a fim de que possa proporcionar uma combustão real o mais próximo possível da ideal onde seja retirado o máximo trabalho de eixo possível obtendo, dessa forma, o maior rendimento do motor, redução de custos de funcionamento da máquina e, ainda, redução de elementos nocivos ao meio ambiente e, conseqüentemente, maior preservação deste.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Geral

Neste trabalho se propôs estudar o avanço de injeção de biodiesel em um motor dual de ignição por compressão utilizando Diesel/biodiesel e gás natural, a fim de que a

¹ O motor em estudo opera segundo o ciclo dual-fuel, onde temos combustível gasoso (GNV) injetado durante o tempo da admissão e outro combustível no estado líquido (Diesel/biodiesel) injetado no final da compressão e responsável pela ignição da mistura formada. Apesar de se trabalhar com uma mistura ternária Diesel/biodiesel/GNV no Brasil o Diesel vendido nos postos possui 10% de biodiesel na sua composição e, portanto consideramos Diesel/biodiesel como um único combustível.

combustão ocorra por completo não comprometendo o estado de excelência de funcionamento do motor e de sua vida útil com possível redução de emissão de poluentes e, com isso, preservação do meio ambiente e contribuição para a melhoria de vida das pessoas.

1.3.2 Específicos

- ✓ Estudar e determinar o ponto ideal para injeção de biodiesel em um motor do ciclo diesel funcionando com combustível dual (biodiesel/GNV);
- ✓ Detectar possível diminuição dos gases nocivos de emissão dos motores a partir da determinação do momento ideal de injeção do biodiesel do motor em estudo;
- ✓ Avaliar a emissão do motor do ciclo diesel utilizando gás natural veicular e biodiesel a partir da determinação do momento ideal de injeção do biodiesel;
- ✓ Proporcionar evolução do sistema de controle de injeção de gás a ser implementado em motores do ciclo Diesel com sistema dual-fuel;
- ✓ Contribuir com novas pesquisas atribuídas a motores do ciclo Diesel com sistema dual-fuel.

1.4 MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA DA PESQUISA

Desde a adolescência o interesse em poder graduar e trabalhar na área automobilística era muito intenso, haja vista tínhamos dentro da própria família um profissional com vasta experiência e que serviu de motivação durante todos esses tempos.

Quando foi iniciado os estudos referentes ao mestrado sob orientação do Professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos aqui na UFPB em 2008 foi divulgado a informação de que seria implantado o Laboratório de Ensaio de Motores e Emissões para o desenvolvimento do trabalho de pesquisas em motores de combustão interna.

Houve, então, o despertar do interesse em poder trabalhar nessa linha de pesquisa, haja vista experiências de ordem prática na área automobilística junto a concessionárias das linhas Ford e Fiat tinham sido desenvolvidas já como profissional da área da mecânica.

Aliado a essas questões de ordem pessoal, inserimos também o desejo de contribuir com o desenvolvimento tecnológico do sistema de controle dual fuel proposto por (SANTOS, 2015).

Percebe-se que o trabalho de pesquisa aqui proposto tem relevâncias significativas. O primeiro aspecto é de ordem tecnológica e diz respeito ao aprimoramento do sistema de controle dual fuel implementado no motor em estudo. O sistema permitirá no futuro a escolha, por parte do proprietário, no uso do Diesel ou da mistura Diesel/gás natural de forma quase semelhante aos motores do ciclo Otto que hora podem funcionar com gasolina ou com gás natural.

O segundo aspecto refere-se ao baixo custo envolvido nesta investigação, haja vista não será necessário intervenções invasivas no motor e os componentes utilizados também possuem preços baixos.

Um terceiro aspecto é de ordem sócio-ambiental, pois a otimização do avanço da injeção proporcionará melhor combustão e redução na emissão de gases agressores ao meio ambiente e também para a população.

O quarto aspecto está relacionado com economia. É vasta a utilização de motores Diesel na indústria e no transporte de cargas em nosso país. Atualmente o preço do Diesel está vinculado ao preço internacional do barril de petróleo e constantes tem sido os aumentos para os consumidores. A utilização do gás natural nesses motores pode ser uma boa estratégia para aliviar os custos, haja vista o preço do gás é inferior ao do Diesel e também por ele proporcionar um menor consumo por quilômetro rodado.

Diante da exposição de todos esses fatos, pode-se afirmar que a relevância desta pesquisa encontra-se na possibilidade de se ampliar o conhecimento e alicerçar novas descobertas, possibilitar geração de novas tecnologias na área automobilística, em especial de motores de combustão interna, contribuir com o meio ambiente, melhoria da qualidade de vida e geração de emprego.

1.5 ESTRUTURA DA TESE

Esta tese foi estruturada em dez capítulos, conforme descrito a seguir.

O primeiro capítulo faz-se uma abordagem introdutória sobre o trabalho de pesquisa desenvolvido, objetivos a serem alcançados, aspectos motivacionais e relevância do trabalho de pesquisa.

No segundo capítulo discorre-se sobre o estado da arte onde foram analisados diversos trabalhos de pesquisa já concluídos relativos ao tema em estudo e que de alguma forma contribuíram para o desenvolvimento desta pesquisa.

A fundamentação teórica é descrita no capítulo três. Toma-se como base conceitos, definições, leis e equacionamentos matemáticos abordados por diversos autores consagrados na literatura específica relacionada a motores de combustão interna e a termodinâmica aplicada a estes.

No capítulo quatro apresenta-se de forma evolutiva o sistemas de alimentação dos motores Diesel descrevendo o sistema equipado com injeção mecânica de combustível até o atual sistema de injeção eletrônica “Common Rail System”.

No quinto capítulo faz-se um estudo sobre o processo de combustão nos motores, descrevendo as diversas fases na combustão em motores Diesel e dual-fuel, preparação da mistura ar/combustível, atraso da ignição e problema relacionado à detonação do combustível.

Reserva-se ao sexto capítulo uma explanação acerca dos combustíveis utilizados neste trabalho de pesquisa começando com óleo Diesel, depois o biodiesel e por fim o gás natural, enfocando processos de obtenção, características do combustível, cenário mundial e vantagens e desvantagens.

No capítulo sete discorre-se sobre o problema referente às emissões automotivas, gases nocivos emitidos e suas causas para o meio ambiente e ser humano, acordos internacionais firmados e ações para minimizar o problema e, ainda, os padrões de emissão brasileiro, europeu e americano.

No oitavo capítulo apresenta-se a metodologia empregada no desenvolvimento deste trabalho de pesquisa. A princípio mostra-se o método a ser trabalhado explicitando os diversos componentes utilizados e, posteriormente, descreve-se de forma detalhada as técnicas que foram empregadas avaliando erros e acertos.

No nono capítulo apresentar-se os resultados encontrados em forma de gráficos e tabelas e as respectivas discussões referentes aos resultados obtidos.

Por fim, apresenta-se no capítulo dez os aspectos conclusivos da pesquisa ao tempo que se faz indicações para novos trabalhos a serem desenvolvidos posteriormente.

CAPÍTULO II

ESTADO DA ARTE

2.1 ESTADO DA ARTE

Vários estudos têm sido direcionados para a utilização do gás natural veicular e biodiesel em motores estacionários e veicular do ciclo diesel e do ciclo Otto.

O impacto na emissão de gases de escapamento resultante da substituição da gasolina por gás natural veicular em veículos leves foi estudado por (VILLANUEVA, 2002) . Este estudo concluiu que um veículo convertido para GNV, emite menos carbono na atmosfera que o veículo rodando a gasolina, com uma redução média de CO na ordem de 71% e uma redução de CO₂ de 23% na emissão.

Segundo (COSTA, 2007) a utilização de óleo diesel e gás natural são indicados como uma das melhores formas para controlar emissões de poluentes oriundos de motores do ciclo diesel. Em seu trabalho foi utilizado motor do ciclo diesel trabalhando de forma dual e foi constatado uma redução na emissão de poluentes como CO, CO₂, NO e SO₂.

Estudos realizados por (JÚNIOR e FAGÁ, 2005) concluíram que a substituição de motores elétricos por motores de combustão interna a gás natural, nos sistemas de bombeamento de petróleo nas refinarias, é viável e oferecem boas perspectivas técnicas e econômica para sua implementação, tais como: menor custo de operação; diversificação do combustível; melhor rendimento a cargas parciais que o motor elétrico e possibilidade de cogeração.

Segundo (PERREIRA, BRAGA e BRAGA, 2004) uma alternativa para a importação de óleo diesel, será a utilização do gás natural veicular em motores do ciclo Diesel, mesmo que a substituição seja parcial. Uma alternativa para a redução da demanda do óleo diesel no Brasil pode ser a conversão dos motores do ciclo Diesel para a utilização do gás natural

em substituição parcial do óleo diesel. Foi constatado neste trabalho que motores consumindo simultaneamente óleo diesel e gás natural, apresentam rendimento térmico superior ao motor que funciona somente com óleo diesel.

Segundo (FILHO e ARRUDA, 2004) o gás natural veicular (GNV) surge como alternativa para utilização em larga escala nos veículos automotores. Neste sentido apresentam uma metodologia de análise de demanda por gás natural veicular, que aborda os principais atributos de preferências dos consumidores de combustíveis veiculares. Constatou-se que é imprescindível a adoção de uma política pública para tornar o GNV uma opção de combustível competitiva no mercado de combustível veicular, para tanto é necessário aumentar a infraestrutura para dar suporte a demanda da indústria automobilística.

Estudos realizados por (SCHLOSSER, CAMARGO e MACHADO, 2004) mostram o comportamento de um motor de ignição por compressão trabalhando com óleo diesel e gás natural. Foram feitos ensaios, com três repetições, para variadas proporções de óleo diesel, gás natural e ângulos de avanço da injeção. Foi constatado que o melhor desempenho foi obtido para 22% de óleo diesel em relação ao máximo débito da bomba injetora e 13 L/min de gás natural com ângulo de avanço de injeção original (21°) obtendo aumento da potência média, redução do consumo específico com o avanço de injeção original.

Para (COSTA, GRILO, *et al.*, 2006) entende que para atender a demanda crescente de energia elétrica e incentivar o uso do GNV (Gás Natural Veicular), o desenvolvimento de um motor de ciclo dual, que funciona com diesel mais GNV, utilizando proporções variáveis de cada combustível é recomendado para aproveitar as características positivas do GNV e do motor do ciclo Diesel. Os motores são robustos, tem rendimento e vida útil maior que os motores do ciclo Otto para as mesmas operações. O experimento foi feito utilizando um grupo gerador com um motor do ciclo Diesel CUMMINS 6CTA8.3 de 188 kW a 1800 rpm monitorado por um sistema de aquisição de dados de baixo custo, desenvolvido para este fim.

De acordo com (FERREIRA, TORRES, *et al.*, 2011) o biodiesel pode ser utilizado como combustível nos motores do ciclo Diesel com quase nenhuma alteração construtiva e mostra uma redução das emissões de monóxido de carbono (CO), óxidos de enxofre (SO_x), hidrocarbonetos totais não queimados (HTNQ), material particulado (MP) e um não conclusivo aumento das emissões de óxidos de Nitrogênio (NO_x) se comparado ao óleo

Diesel. Surgindo assim uma ótima oportunidade para a utilização de uma mistura ternária de óleo diesel, biodiesel e outros compostos.

De acordo com (MCCARTHY, RASUL e MOAZZEM, 2011), “Os motores Diesel são uma importante fonte de poluição do ar que são agora amplamente conhecidos por terem um impacto sobre a saúde humana e gases de efeito estufa globais”. Em seu trabalho desenvolveu estudos sobre o desempenho e as emissões de um motor de combustão interna (ICO) motor alimentado a dois tipos de biodiesel, tipo A - 80% de sebo (bovina, suína e de ovelhas) e 20% de éster metílico de óleo de canola e tipo B - 70% de sebo de frango e éster metílico de óleo de 30% de resíduos de cozimento e suas misturas de B5, B10, B20, B50 e B100 os quais foram experimentalmente medidos e analisados de acordo com a norma ISO 8178 e comparados com a do diesel de petróleo.

Em seu estudo (AVILA e PAMPLONA, 2008) apresenta um panorama da indústria de Gás Natural no Brasil, principalmente aquela voltada para o segmento da indústria automotiva e neste sentido iniciou a avaliação das opções de investimento para aquisição de um ônibus para transporte coletivo urbano considerando os diversos combustíveis alternativos. Para a tomada de decisão foi utilizado o Modelo Binomial, que se apresenta o valor da flexibilidade de se poder optar pela troca de combustíveis assim que as condições de mercado se fizerem favoráveis, o modelo proposto auxilia na decisão de investir em um veículo que utiliza uma tecnologia de motor sem flexibilidade, funcionando com diesel ou GNV (Gás Natural Veicular), ou então investir em um veículo que utiliza uma tecnologia de motor com flexibilidade que opera tanto com diesel como com gás natural veicular (GNV).

De acordo com (FAVERI, FILHO e RITTA, 2013) a viabilidade econômica referente a instalação de kit gás natural veicular (GNV). Para tanto foi realizada uma pesquisa descritiva com abordagem qualitativa e quantitativa por meio de estudo de caso em uma empresa de instalação de kit GNV na cidade de Criciúma-SC. As técnicas aplicadas foram VPL, IBC, TIR, Payback e análise de sensibilidade. Os resultados apontaram para viabilidade lucrativa, rentável e com baixo tempo de retorno do capital investido.

Vantagens e desvantagens no uso do gás natural veicular em veículos de transporte coletivo de passageiros, em comparação com veículos Diesel foi estudado por (PAMPLONA, AVILA e RICCI, 2006). Para isto desenvolveu uma análise de viabilidade econômica e financeira de aquisição de frota de ônibus urbano considerando a utilização do gás natural veicular (GNV). Através da apropriação de custos e do fluxo de caixa foi

determinado Valor Presente Líquido (VPL) e da Taxa Interna de Retorno (TIR). Entre as três alternativas (Diesel, GNV, Diesel/GNV) a melhor foi a alternativa GNV.

Estudos realizados por (LATA e MISRA, 2011) acerca do período do atraso de ignição em um motor Diesel dual-fuel funcionando com hidrogênio e GLP como combustíveis secundários mostraram que o atraso na ignição do motor de combustível duplo depende não apenas do tipo de gás combustíveis e suas concentrações, mas também da temperatura, da carga, pressão e concentração de oxigênio.

(SHAHABUDDIN, LIAQUAT, *et al.*, 2013), realizaram estudos sobre o atraso na ignição, características de combustão e emissão do motor diesel abastecido com biodiesel onde apresentaram uma revisão bibliográfica. Os resultados da investigação relatam que as características de combustão do motor com biocombustível são ligeiramente diferente do motor funcionando com diesel de petróleo. O biodiesel tem o menor atraso de ignição e é mais prolongado com o aumento do teor de biodiesel; a taxa de transferência de calor líquida e a pressão de pico do cilindro do biodiesel é menor devido ao menor valor de aquecimento o biodiesel; O combustível biodiesel reduz a emissão de gases de escape, como CO, HC, e PM, mas aumenta a emissão de NOx.

Segundo (FERRAZ, JAGUARIBE, *et al.*, 2012), em seu trabalho de conversão de um motor Mercedes Benz, (ciclo Diesel) modelo OM 366 para o ciclo Otto (ottolização) para operar com 100% de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), foram removidos todos os componentes pertinentes a utilização do Diesel e foi instalado um sistema de ignição e um sistema de alimentação de GLP. Foram realizados testes com três taxas de compressão diferentes e a que apresentou menor consumo de combustível foi a taxa de 12,2:1, com o ângulo de avanço igual a 14°, fazendo com que o motor convertido aumentasse sua potência em até 13% em comparação com o motor original. Foi observado que as emissões dos gases mantiveram-se dentro dos limites estabelecidos pelo CONAMA.

Em seu estudo, (FERREIRA, TORRES e SILVA, 2012), descreve uma avaliação do desempenho de um motor de ignição por compressão operando uma mistura diesel/biodiesel (B-5) e resíduo de óleo industrial. Utilizou em seu experimento um motor bi cilindro (AGRALE M-790) diesel de injeção direta alimentado com diesel comercial e mistura D66B4R30 composta por 66% de diesel mineral, 4% de biodiesel e 30% de resíduo industrial com base naftênica e as curvas de potência foram feitas nas rotações de 1800, 1900 e 2000 rpm para os dois combustíveis. Verificou que o consumo da mistura utilizada foi 10% superior ao diesel comercial, detectou que a mistura proposta apresentou

uma redução discreta nas emissões de monóxido de carbono (CO) e um aumento nas emissões de óxidos de Nitrogênio (NO_x).

Estudos desenvolvidos por (COSTA e COSTA, 2012) descrevem o comportamento de um motor CUMMINS 6CTA8.3 com capacidade de 188 kW a 1800 rpm, acoplado a um gerador de 150 kW e utilizando uma mistura de diesel com gás natural veicular numa taxa de 15% de diesel e 85% de GNV. Comparou os resultados com os obtidos nas misturas de diesel e biodiesel nas proporções que crescem a intervalos de 10%, saindo de B10 a B100. Foram aplicadas cargas predefinidas de 20 kW à 120 kW em intervalos de 20 kW. Em seu trabalho foi detectado uma redução notável nas emissões de CO e CO₂ quando foi utilizado o biodiesel puro (B100).

De acordo com (FERREIRA, TORRES, *et al.*, 2012) o desempenho de um grupo gerador com capacidade 6,0 kVA alimentado com diesel, biodiesel puro provenientes de óleo de gordura residual de alimentos (OGR) e uma mistura ternária de diesel mineral (82%), biodiesel (10%) e álcool etílico anidro (8%), verificou que a mistura ternária contendo 8% de álcool anidro proporcionou uma redução de potência de 19% com um consumo intermediário entre o diesel e biodiesel também proporcionou menores emissões de NO_x.

Segundo (ALMEIDA, NIRENBERG e BELCHIOR, 2012) o biogás pode ser utilizado como combustível em motores de ignição por centelha (ICE), como também em motores de ignição por compressão (ICO), através de um kit de injeção Diesel (ciclo dual), ou através da ottolização do motor com instalação de velha de ignição e de um sistema elétrico. Em seu estudo sobre a influência de diferentes parâmetros, como ponto de ignição e taxa de compressão na adaptação de um motor original, concluiu que é necessário adiantar o avanço de ignição e aumentar a taxa de compressão do motor.

Em seu estudo da eficiência do motor de combustão interna utilizando biogás como combustível (ABREU e AVELINO, 2012) comparou a eficiência deste combustível com o gás natural. O biogás é produzido da decomposição da matéria orgânica tendo em sua composição metano, dióxido de carbono, ácido sulfídrico e outros. Em relação ao efeito estufa, o metano é cerca de 21 vezes mais poluente que o dióxido de carbono. Com relação ao rendimento o biogás apresenta menor rendimento em comparação com o gás natural (GN) devido ao seu poder calorífico ser menor.

De acordo com (AMAYA, TORRES e ACOSTA, 2016) as principais causas das emissões dependem de vários parâmetros, tais como: de projeto do motor; parâmetros

operacionais; tratamento dos gases de escape; tipo de combustível utilizado; aditivos para combustíveis e lubrificantes. Além disso, eles discutem e quantificam o efeito de alguns desses parâmetros sobre as emissões para o ambiente decorrentes do estudo de um motor específico.

Estudo dos efeitos dos parâmetros do motor Diesel no atraso da ignição foi realizado por (KÖTEN e PARLAKYIĞIT, 2018). Neste é examinado os parâmetros de rotação do motor, carga e temperatura do combustível. Trata-se de um estudo de otimização onde se verificou que a velocidade do motor, a carga e a temperatura do combustível influenciam significativamente o atraso da ignição, sendo que este diminuiu quando a velocidade e a carga do motor aumentam. Da mesma forma, o aumento da temperatura do combustível resultou na diminuição do atraso da ignição.

Em sua tese de doutoramento (SANTOS, 2015), descreve uma análise e desenvolvimento de uma técnica de controle eletrônico na utilização conjunta de biodiesel/GNV em motores do ciclo Diesel. Trata-se do desenvolvimento de um controle eletrônico a ser utilizado em um motor Diesel adaptado para funcionamento “dual” no qual uma porcentagem de GNV é injetado juntamente com o Biodiesel para funcionamento do mesmo.

Este trabalho de pesquisa deu continuidade àquela desenvolvida por (SANTOS,2015) no que tange a otimização do sistema de controle eletrônico por ele implementado. Para tanto, é necessário que se determine o momento ideal para injeção de biodiesel a fim de que o motor funcione gerando máxima potência comparativamente ao indicado pelo fabricante. Tem-se ainda a expectativa de que haja uma redução na emissão de gases nocivos ao meio ambiente contribuindo, dessa forma, com a preservação ambiental e perpetuação das espécies.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. MÁQUINAS TÉRMICAS

Existem diversas formas de manifestação de energia na natureza dentre as quais podemos citar a energia solar, química, eólica, mecânica, nuclear e muitas outras. O processo de transformação de uma forma de energia em outra(s), em alguns casos, acontece com realização de trabalho mecânico. Um exemplo disso é a conversão de calor em trabalho, porém, nestes casos, é necessário que se tenha um dispositivo capaz de executar tal tarefa. São as chamadas máquinas térmica, responsáveis em receber calor de uma fonte térmica à alta temperatura, converter parte desse calor em trabalho e rejeitar o restante do calor para uma outra fonte agora à baixa temperatura. A Figura 3.1 ilustra o processo de conversão de energia de uma máquina térmica.

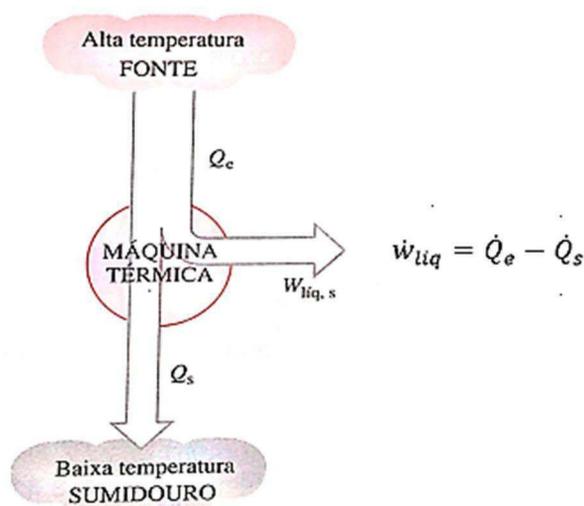


Figura 3. 1 Máquina térmica

De acordo com (ÇENGEL e BOLES, 2006), o termo máquinas térmicas é usado com frequência com um sentido mais amplo, incluindo dispositivos que realizam trabalho e operam em um ciclo mecânico e não termodinâmico, pois o fluido de trabalho não passa por completo. Nesta categoria incluem-se as máquina de combustão interna, como os motores de automóveis e as turbinas a gás.

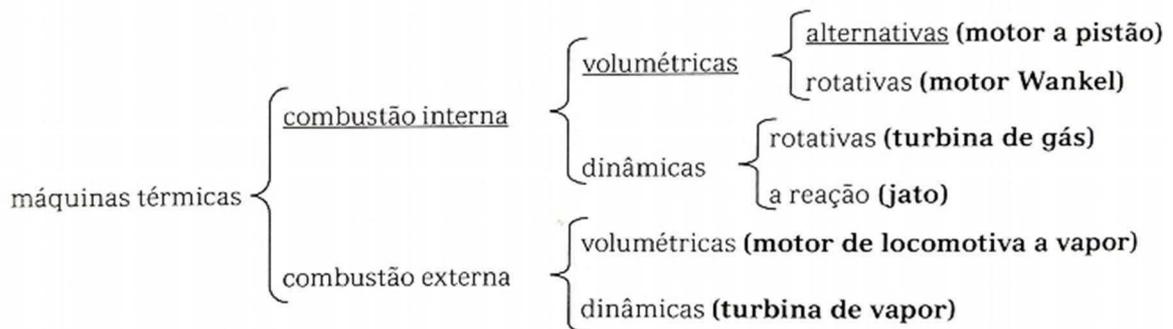
As máquinas térmicas podem ser divididos em duas categorias:

Motores de Combustão Interna (MCI): o fluido de trabalho que é uma mistura de ar e combustível será admitido e queimado dentro do motor. Motores de automóveis e turbina a gás são exemplos dessa categoria.

Motores de Combustão Externa (MCE): o fluido motor não participa da combustão. Neste caso usa-se o combustível para aquecimento de um fluido motor em uma caldeira, onde ocorre a vaporização do líquido que será usado para a propulsão do aparelho que transformará a energia térmica em energia mecânica. Exemplos são a máquina a vapor e a turbina a vapor.

Estas duas categorias podem ser subdivididas em “volumétricas” onde o fluido evolui de forma pulsante em uma cavidade de volume variável ou “dinâmicas” cujo fluxo do fluido é contínuo.

As volumétricas ainda se subdividem em “alternativas” em que movimentos de vai e vem gerados por um conjunto biela e manivela impulsionam o fluido motor ou “rotativas” em que um volume variável desenvolve-se entre um conjunto rotor e carcaça por onde o fluido motor é deslocado. A Figura 3.2 ilustra, de acordo com (MARTINS, 2016), a classificação das máquinas térmicas.



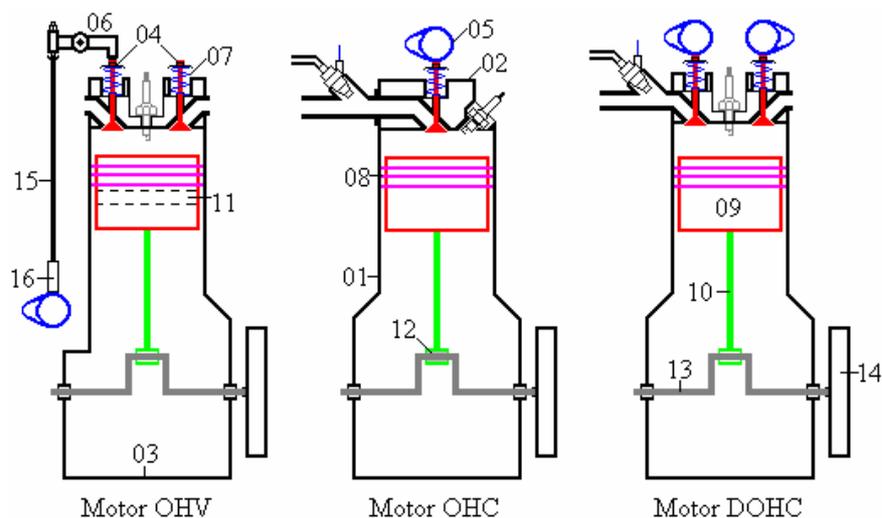
Fonte: (MARTINS, 2016)

Figura 3. 2 Classificação das máquinas térmicas

Esta pesquisa foi realizada em um motor de combustão interna e, portanto, deixa-se de lado os motores de combustão externa e se limita apenas a uma abordagem quanto aos MCI dos ciclos Otto, Diesel e Dual.

3.2 COMPONENTES DO MOTOR – NOMENCLATURAS.

Os motores de combustão interna possuem uma série de componentes móveis que são montados em três partes fixas (cabeçote, bloco e cárter). Cada componente desenvolve uma função específica de maneira que o motor funcione perfeitamente em regimes diversos. Antes de se falar do princípio de funcionamento do MCI e da descrição do ciclo, faz-se necessário conhecer alguns dos componentes, conforme ilustra a Fig. (3.3).



- | | |
|--|---|
| 1 – Bloco | 9 – Pistão |
| 2 – Cabeçote | 10 – Biela |
| 3 – Cárter | 11 – Pino conector |
| 4 - Válvulas (admissão/exaustão) | 12 – Casquilhos ou bronzinas |
| 5 - Eixo comando de válvulas | 13 – Árvore de manivelas ou virabrequim |
| 6 - Balancim | 14 – Volante do motor |
| 7 - Molas | 15 – Vareta de tucho |
| 8 - Anéis de segmento (compressão/ raspador de óleo) | 16 - Tucho |

OHV – Over Head Valves (Válvulas no cabeçote)

OHC – Over Head Camshaft (Eixo comando de válvulas no cabeçote)

DOHC – Double Over Head Camshaft (Duplo Eixo comando de válvulas no cabeçote)

Fonte: (JUNIOR, 1997)

Figura 3. 3 Componentes do motor de combustão interna

3.2.1 Princípio de funcionamento

Tomando como base a Fig. (3.3). Ao ser dado a partida do motor de combustão interna, um motor elétrico faz com que o volante do motor (14) comece a girar enquanto a chave de partida estiver acionada. A árvore de manivelas (13) também começará a girar e seu movimento será transferido à biela (10) que transforma movimento rotativo da árvore de manivelas em movimento alternativo transmitindo-o ao pistão (9). Em um sistema de correias ou engrenagens que não consta na figura, a depender do projeto do motor, o movimento rotativo da árvore de manivelas é transmitido para o eixo de comando de válvulas (5) que pode estar instalado no bloco (1) ou no cabeçote (2). O eixo de comando, descrevendo o movimento rotativo sincronizado com a árvore de manivelas, irá acionar a válvula de admissão (4) permitindo a entrada de ar ou uma mistura de ar/combustível a depender do ciclo a ser desenvolvido Diesel ou Otto, respectivamente. Em um momento oportuno a mistura ar/combustível que está dentro do cilindro será inflamada seja por uma centelha liberada pela vela de ignição (motor ciclo Otto) ou pela injeção do próprio combustível (motor ciclo Diesel). A explosão da mistura impulsionará o pistão que irá mover a biela e a árvore de manivela mantendo agora o funcionamento do motor sem a necessidade de acionamento do motor elétrico de partida. Por fim, os gases provenientes da combustão são expulsos do cilindro pelo movimento de subida do pistão e abertura da válvula de exaustão. Um novo ciclo então é iniciado para manter o funcionamento do motor. Mais adiante iremos detalhar os ciclos de funcionamento Otto, Diesel e dual-fuel para maiores esclarecimentos.

3.3 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna podem ainda ser classificados de acordo a vários critérios:

3.3.1 Quanto ao tipo de movimento:

Rotativo: onde se enquadram as turbinas a gás e o motor Wankel;

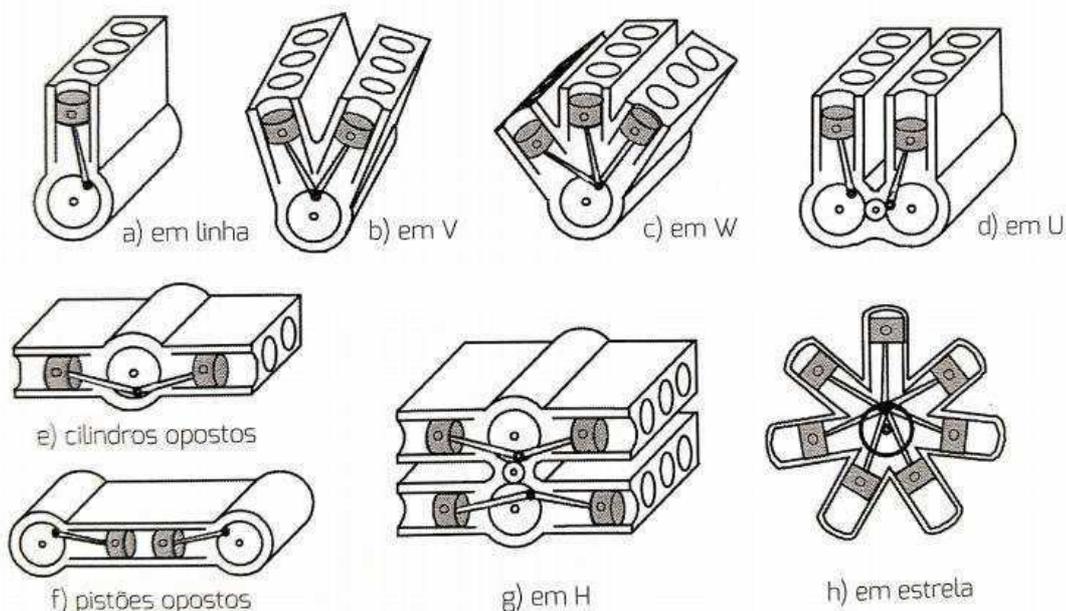
Alternativos: motores a pistão.

3.3.2 Quanto ao método de carga

Aspirado: O ar ou a mistura entra no cilindro utilizando apenas a diferença de pressão entre o meio externo que é a própria pressão atmosférica (maior) e a interna na câmara de combustão (menor) devido a uma depressão criada no momento da descida do pistão.

Sobrealimentado: O ar ou a mistura entra no cilindro com a uma pressão maior que a atmosférica de forma forçada através de um sistema de turbo compressor.

3.3.3 Quanto à disposição dos cilindros:



Fonte: (MARTINS, 2016)

Figura 3. 4 Classificação dos motores quanto à disposição dos cilindros

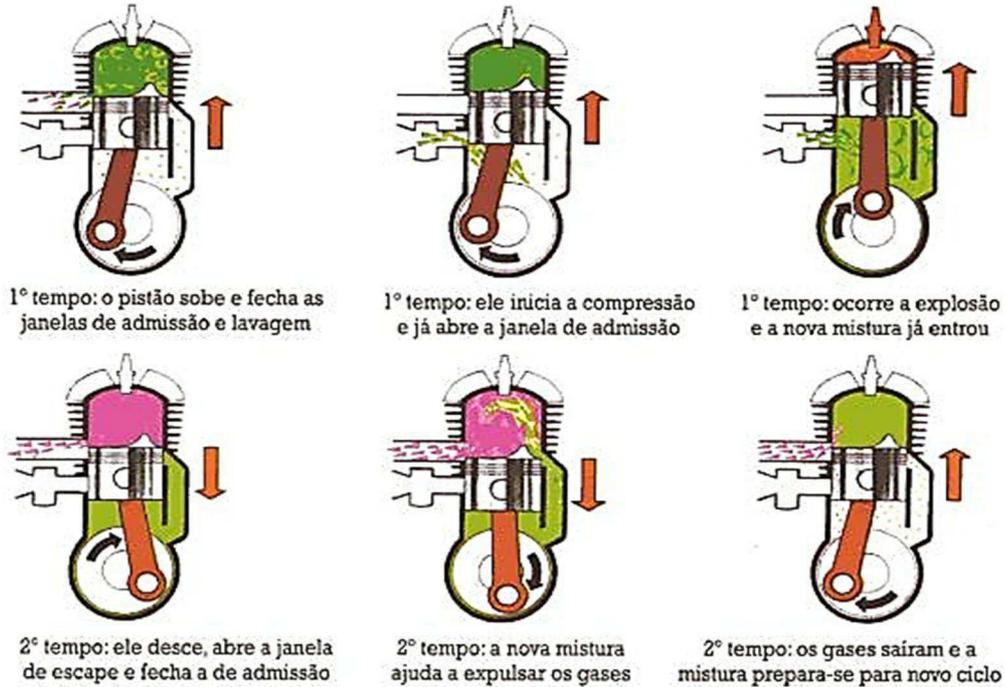
3.3.4 Quanto ao tipo de ignição

Ignição por centelha (ICE) – motores que necessitam de uma fonte externa de energia para iniciar a combustão. Aqueles que funcionam segundo ciclo Otto possuem velas de ignição para tal propósito.

Ignição por compressão (ICO) - motores que funcionam segundo Ciclo Diesel e cuja ignição se dá pela injeção de óleo Diesel no momento oportuno a uma pressão elevada na câmara de combustão que contém ar comprimido

3.3.5 Quanto ao ciclo de operação do pistão

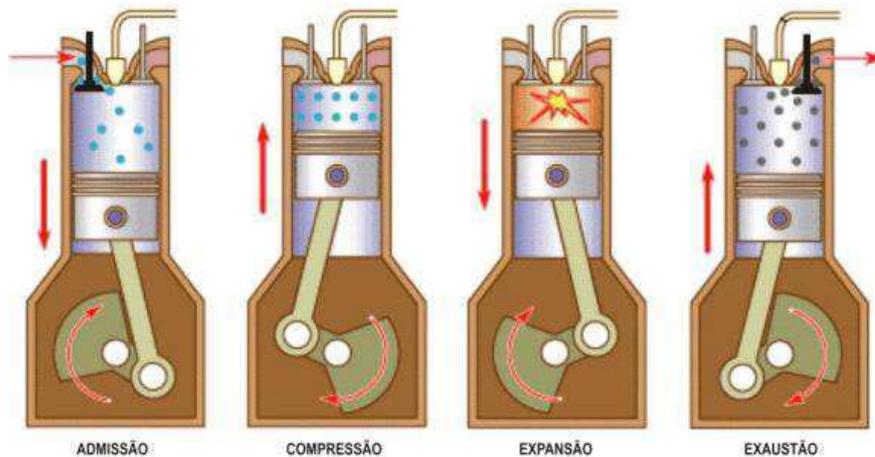
Dois tempos: a árvore de manivelas efetua uma única volta para executar os tempos de admissão, compressão, explosão e descarga, conforme mostra a Fig (3.5).



Fonte: www.ebah.com.br

Figura 3. 5 Funcionamento do motor de dois tempos

Quatro tempos: o pistão efetua quatro cursos, o equivalente a duas voltas da árvore de manivelas, para completar um ciclo motor conforme mostra a Fig. (3.6).



Fonte: Enciclopédia Britânica

Figura 3. 6 Motor quatro tempos

3.3.6 Quanto à relação diâmetro *versus* curso do pistão

Motor quadrado: medida do curso do pistão igual à medida do diâmetro do pistão.

Motor subquadrado: medida do curso do pistão maior do que a medida do diâmetro do pistão.

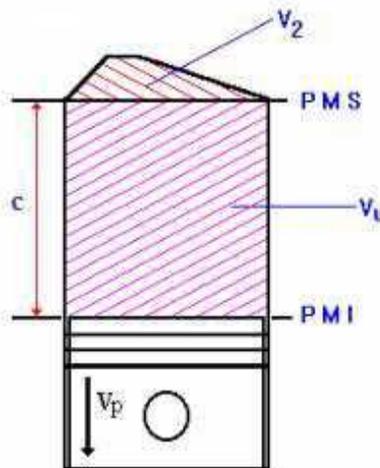
Motor superquadrado: medida do curso do pistão menor do que a medida do diâmetro do pistão.

A relação diâmetro do cilindro *versus* curso do pistão é muito importante para o projetista, haja vista motores subquadrados tendem a obter funcionamento suave, com torque elevado em baixas rotações, baixo consumo de combustível e menor emissão de poluentes.

Por outro lado, os motores superquadrados são motores mais compactos e leves com facilidades de alcançar altas rotação resultando em potência mais elevada, sendo preferidos em veículos esportivos ou de competição.

3.4 ALGUMAS DEFINIÇÕES

As definições que se seguem são baseadas na Fig. (3.7).



Fonte: (JÚNIOR, 1997)
 Figura 3. 7 Algumas definições

- Ponto morto superior (PMS):** É o ponto de máximo afastamento da cabeça do pistão em relação à árvore de manivelas;
- Ponto morto inferior (PMI):** É o ponto de menor afastamento da cabeça do pistão em relação à árvore de manivelas;
- Curso (c):** É a medida da distância entre o PMI e o PMS que também ao dobro do raio da manivela ($c = 2r$);
- Cilindrada unitária (V_u):** É o volume correspondente ao deslocamento do pistão entre o PMI e o PMS;
- Volume morto (V_2):** É o volume onde será comprimida a mistura ar/combustível que corresponde à câmara de combustão.
- Volume total do cilindro (V_t):** É a soma da cilindrada unitária com o volume morto
- Taxa de compressão (r_c):** É a razão entre o volume total e o volume morto, ou seja:

$$r_c = \frac{V_t}{V_2} \quad (3.4.1)$$

- Eficiência térmica (η_t)** É a razão entre o trabalho líquido produzido pelo motor e o calor total fornecido:

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{Q_e} \quad (3.4.2)$$

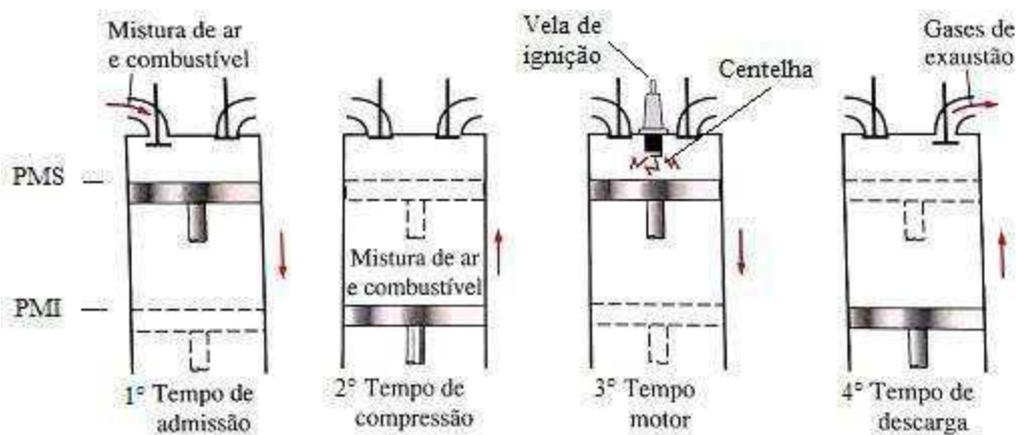
- Potência média efetiva** Pressão fictícia que, se agisse sobre o pistão durante todo o curso, produziria a mesma quantidade de trabalho líquido que a produzida durante o ciclo real:

$$PME = \frac{W_{liq}}{V_t - V_2} \quad (3.4.3)$$

3.5 MOTORES DO CICLO OTTO

O ciclo Otto é o ciclo ideal para motores de ignição por centelha. Na maioria dos motores de ignição por centelha, o pistão executa quatro cursos completos (dois ciclos mecânicos) dentro do cilindro, e a árvore de manivelas realiza duas revoluções para cada ciclo termodinâmico.

Em 1876 o engenheiro alemão Nikolaus August Otto construiu o primeiro motor funcionando com os quatro tempos idealizados por Beau de Rochas em 1862. A sequência de transformações termodinâmicas caracteriza um ciclo o qual recebeu o nome de Ciclo Otto. A Figura 3.8 ilustra as etapas de funcionamento de um MCI de ignição por centelha a quatro tempos (Ciclo Otto) utilizado nos motores álcool, gasolina, flex ou GNV.



Fonte: (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Figura 3. 8 Etapas de funcionamento do motor do ciclo Otto quatro tempos.

Em cada subida ou descida de um pistão dentro do cilindro nos motores quatro tempos é realizado uma etapa do ciclo ao qual chamamos de tempo. Neste caso são efetuados da seguinte forma e ordem:

Tempo de Admissão - com o pistão no PMS o mesmo move-se para baixo admitindo uma mistura de ar e combustível através da abertura da válvula de admissão;

Tempo de Compressão - com as válvulas de admissão e de descarga fechadas e o pistão movendo-se do PMI para o PMS, a mistura de ar e combustível é comprimida;

Tempo de Expansão - com o pistão no PMS, a vela de ignição libera uma centelha e a mistura é inflamada aumentando a pressão e a temperatura do sistema. Nesse momento os

gases em alta pressão empurram o pistão para baixo, forçando a árvore de manivelas a girar, produzindo trabalho;

Tempo de Exaustão - com o pistão no PMI o mesmo move-se para cima mais uma vez, expulsando os gases de exaustão através da abertura da válvula de descarga;

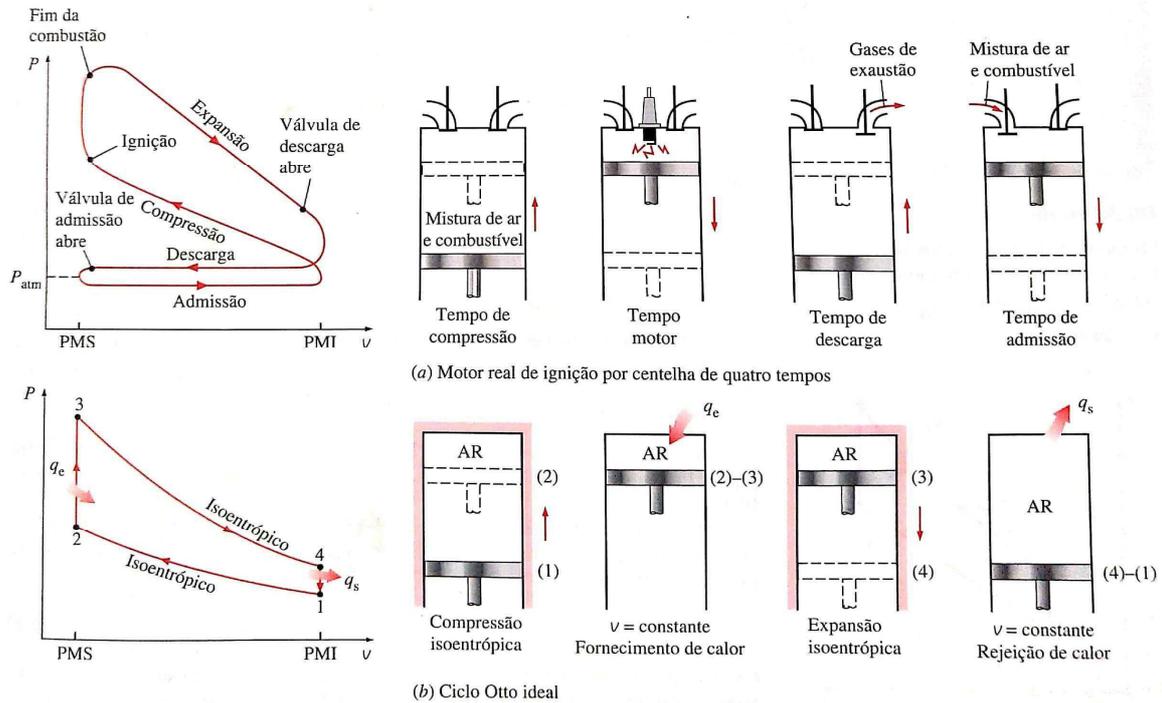
3.5.1 Termodinâmica do ciclo Otto

De acordo com (ÇENGEL e BOLES, 2006) os ciclos encontrados em dispositivos reais são difíceis de analisar, por causa da presença de efeitos complicadores, como atrito e a falta de tempo suficiente para o estabelecimento de condições de equilíbrio durante o ciclo. Além disso podemos enfatizar que os MCI não funcionam em ciclo fechado, ou seja, o ar admitido em um tempo não é exatamente o mesmo admitido no ciclo posterior e, por isso, suas propriedades termodinâmicas podem variar.

Para que seja possível estabelecer um certo modelo de forma que um estudo analítico dos principais parâmetros dominantes possa ser efetuado é necessário a utilização de idealizações e controle das complexidades.

Dessa forma (MARTINS, 2016) descreve as seguintes aproximações para idealização do ciclo: o fluido operante tem sempre as propriedades do ar; o fluido operante comporta-se sempre como um gás perfeito; a combustão é substituída pela adição de calor fornecida por uma fonte externa; o escape dos gases provenientes da combustão é substituído pela rejeição de calor, que restitui o fluido operante ao seu estado inicial; as capacidades caloríficas específicas do ar permanecem constantes à temperatura de 25°C.

A Figura 3.9 ilustra a sequência de transformações ocorridas e o diagrama pressão *versus* volume (PxV) tanto para o ciclo Otto real como para o ciclo Otto ideal a quatro tempo.



Fonte: (ÇENGEL e BOLES, 2006)
 Figura 3. 9 Ciclo Otto (a) real; (b) ideal

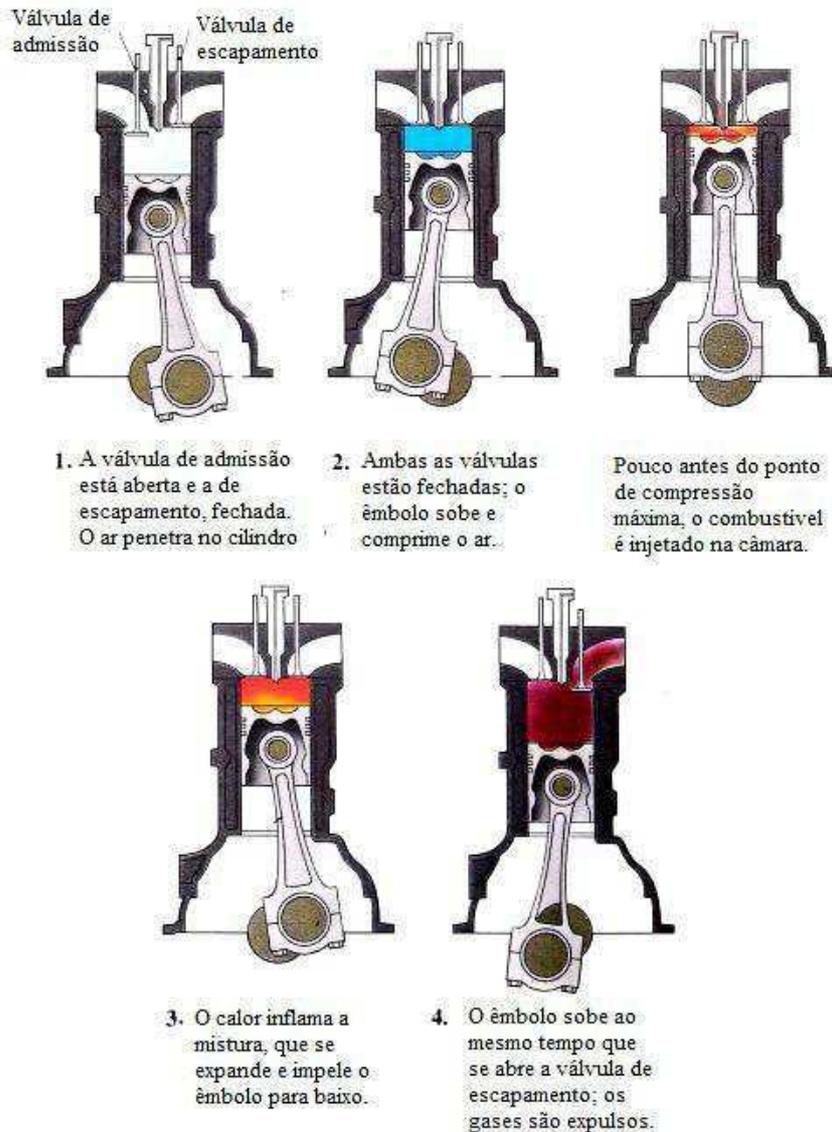
Para o desenvolvimento da modelagem matemática toma-se como base o ciclo termodinâmica ideal descrito pelo diagrama ($P \times v$) na Fig.(3.9), considerado como um sistema fechado, desprezando variações das energia cinética e potencial além daquelas já mencionadas anteriormente. O Apêndice I descreve a modelagem matemática deste ciclo.

3.6 MOTOR DO CICLO DIESEL

O ciclo Diesel é o ciclo ideal dos motores de ignição por compressão. Nos motores de ignição por compressão, o ar é comprimido até uma temperatura acima da temperatura de auto-ignição do combustível, e a combustão é iniciada quando o combustível é injetado nesse ar quente no momento ideal.

Nos motores Diesel, apenas o ar é comprimido durante o tempo de compressão, eliminando a possibilidade de auto-ignição. Portanto, os motores do ciclo Diesel podem ser desenvolvidos para operarem a taxas de compressão muito mais altas, em geral entre 12 e 24. A designação motor a Diesel é homenagem a Rudolf Diesel, engenheiro alemão que construiu seu primeiro motor em 1893. A Figura 3.10 ilustra o princípio de funcionamento do motor Diesel.

OS 4 TEMPOS DO MOTOR DIESEL



Fonte: www.fazerfacil.com.br

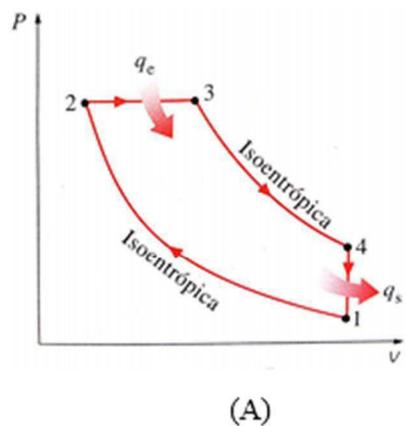
Figura 3.10 Transformações termodinâmicas ocorridas no Ciclo Diesel.

3.6.1 Termodinâmica do ciclo Diesel

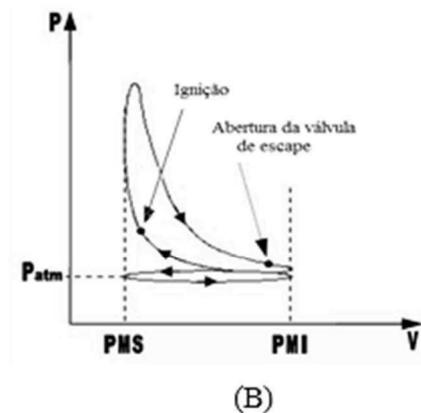
A Figura 3.11 ilustra os diagramas pressão *versus* volume (PxV) dos ciclos Diesel ideal e real. O processo de combustão 2-3 nos motores do ciclo Diesel ocorre em um intervalo de tempo mais longo, pois a injeção de combustível começa quando o pistão se aproxima do PMS e continua durante a primeira parte do tempo de expansão. Devido a essa duração maior, o processo de combustão do ciclo Diesel ideal é considerado como um

processo de fornecimento de calor à pressão constante, diferenciando do processo de combustão do ciclo Otto que é fornecimento de calor a volume constante. Os processos restantes são iguais tanto para o ciclo Otto como para o ciclo Diesel, como se segue:

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Fornecimento de calor a pressão constante
- 3-4 Expansão isentrópica
- 4-1 Rejeição de calor a volume constante



Fonte: (ÇENGEL e BOLES, 2006)



Fonte: (www.unet.edu.ve)

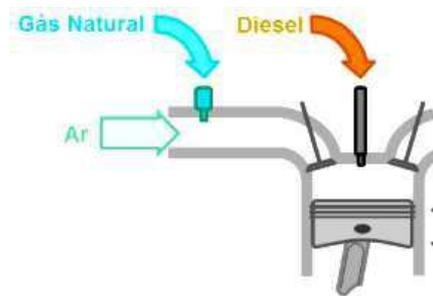
Figura 3. 11 Ciclo Diesel: (A) Ideal e (B) Real.

Para o desenvolvimento da modelagem matemática toma-se como base o ciclo termodinâmica ideal descrito pelo diagrama (PxV) na Fig.(3.11A). As mesmas considerações utilizadas na modelagem do ciclo Otto também são válidas aqui: sistema fechado; o fluido operante tem sempre as propriedades do ar; o fluido operante comporta-se sempre como um gás perfeito; a combustão é substituída pela adição de calor fornecida por uma fonte externa; o escape dos gases provenientes da combustão é substituído pela rejeição de calor; as capacidades caloríficas específicas do ar permanecem constantes à temperatura de 25°C; desprezar variações das energia cinética e potencial. No Apêndice II encontra-se todo o equacionamento deste ciclo em análise.

3.7 MOTOR DO CICLO DUAL

Existem no mercado motores que funcionam com diesel e gás natural ou diesel e álcool. Esses motores são conhecidos como “Dual fuel”. O uso do gás natural nessa tecnologia, segundo (MARTINS, 2016), poderá ter a vantagem em alguns casos seja pela sua disponibilidade ou por este combustível ter o potencial para produzir menos poluentes.

O funcionamento ocorre da seguinte maneira: O Gás Natural é injetado e misturado ao fluxo de ar durante a admissão; no final da compressão é injetado o diesel em quantidade reduzida; essa injeção do diesel será responsável para a ignição da mistura de ar e GN na câmara de combustão. A Figura 3.12 ilustra o funcionamento descrito.



Fonte: www.landirengo.com.br

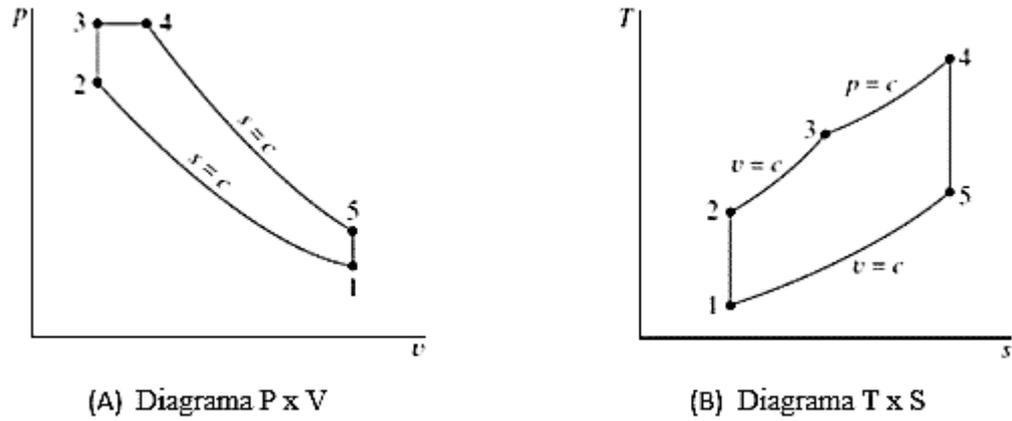
Figura 3. 12 Funcionamento do motor Dual Fuel

Durante as operações o sistema fornece e controla a injeção contemporânea de gás natural e óleo diesel em porcentagens variáveis, dependendo do estado de operação do motor.

3.7.1 Termodinâmica do ciclo Dual

O ciclo dual é composto pelos processos do ciclo Otto e os processos do ciclo Diesel. Portanto podemos utilizar as expressões para trabalho e transferência de calor dos ciclos Otto e Diesel conforme Fig. (3.13 A).

- 1-2 Compressão isentrópica;
- 2-3 Adição de calor a volume constante;
- 3-4 Adição de calor a pressão constante e inicia o curso de potência;
- 4-5 Expansão isoentrópica e parte final do curso de potência;
- 5-1 Rejeição de calor a volume constante.



Fonte: (MORAN e SHAPIRO, 2002)

Figura 3. 13 Diagramas do Ciclo Dual.

Para o desenvolvimento da modelagem matemática toma-se como base o ciclo termodinâmica ideal descrito pelo diagrama (PxV) na Fig.(3.13A). As mesmas considerações utilizadas na modelagem dos ciclos anteriores descritos, também serão adotadas aqui. No Apêndice III encontra-se a modelagem do ciclo Dual-Fuel.

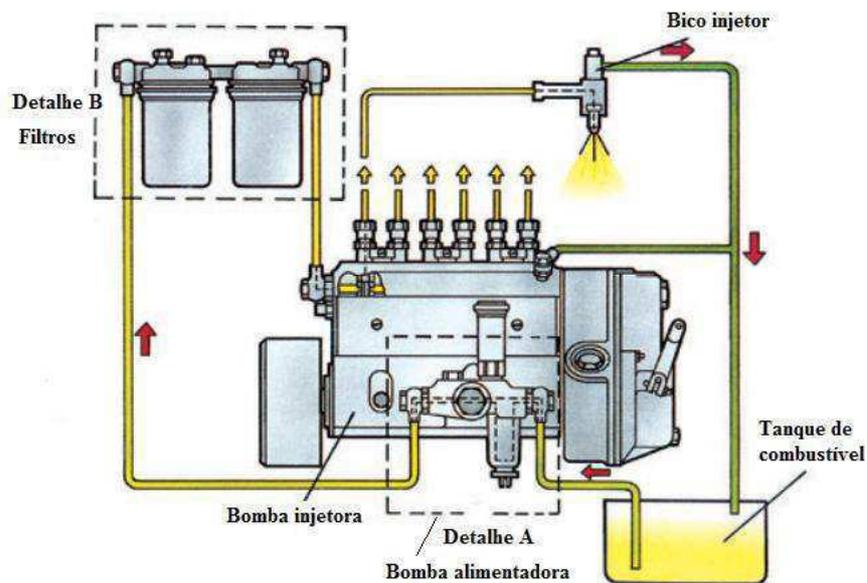
CAPÍTULO IV

INJEÇÃO ELETRÔNICA EM MOTORES DIESEL

4.1 HISTÓRICO DA INJEÇÃO ELETRÔNICA DIESEL

De acordo com (MAHLE, 2016) a primeira bomba injetora em linha, fabricada em série no ano de 1927, criou as condições para o emprego do motor diesel de alta rotação em veículos automotivos.

Os motores Diesel antigos possuíam um sistema de alimentação de combustível mecânico composto basicamente por um reservatório, bomba alimentadora de baixa pressão, bomba injetora (em linha ou rotativa), filtros e bicos injetores, conforme pode ser visto na Fig.(4.1).



Fonte: (MAHLE,2016)

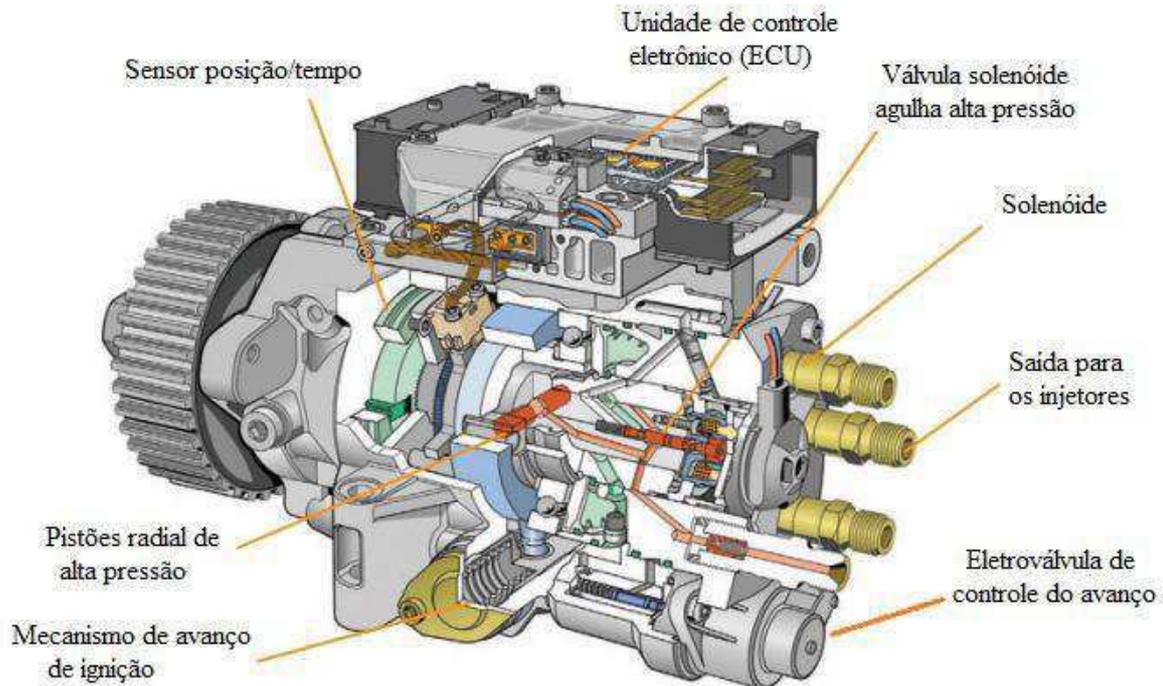
Figura 4. 1 Injeção de combustível mecânica

Esses sistemas proporcionavam uma combustão muito dura, extremamente ruidosa e com elevado índice de liberação de gases poluentes e agressores ao meio ambiente, principalmente com o desgaste dos componentes internos da bomba injetora. A injeção era realizada em um único jato com pressão girando em torno de 180 a 220 bar.

A partir da década de 60 nos Estados Unidos e 70 na Europa, discussões relativas às medidas a serem tomadas contra a poluição do ar fizeram com que fossem implementados padrões para emissões provenientes dos veículos automotores. Com o passar dos anos esses padrões ficaram cada vez mais rigorosos obrigando os fabricantes de veículos a encontrarem soluções eficazes para redução das emissões.

Uma inovação tecnológica ofertada pelos fabricantes foi a injeção eletrônica de combustível em motores inicialmente do ciclo Otto e, posteriormente, do ciclo Diesel, objetivando satisfazer as exigências muito severas de proteção do meio ambiente.

A injeção eletrônica nos motores Diesel foram implementadas a partir da década de 80 inicialmente com o sistema Eletronic Diesel Control (EDC) onde a quantidade de combustível a ser injetada é controlada eletronicamente por uma unidade de controle eletrônico (ECU) acoplada à bomba injetora. Sensores como o do pedal do acelerador (TPS), rotação do motor, velocidade de deslocamento, temperatura do líquido de arrefecimento, massa de ar admitida, dentre outros, enviam sinais para a ECU que processa todas as informações relacionadas com o funcionamento do sistema de injeção de combustível. Nesse sistema não existe conexão mecânica entre a bomba injetora e o pedal do acelerador. Tal sistema mantém os componentes básicos dos sistemas de injeção, porém utiliza os recursos eletrônicos para monitoramento e controle, sem possibilidade de intervenções importantes no processo de injeção, haja vista a bomba injetora não permite variação por ser acionadas por engrenagens conduzidas pela rotação do motor. A Figura 4.2 mostra a unidade eletrônica EDC.



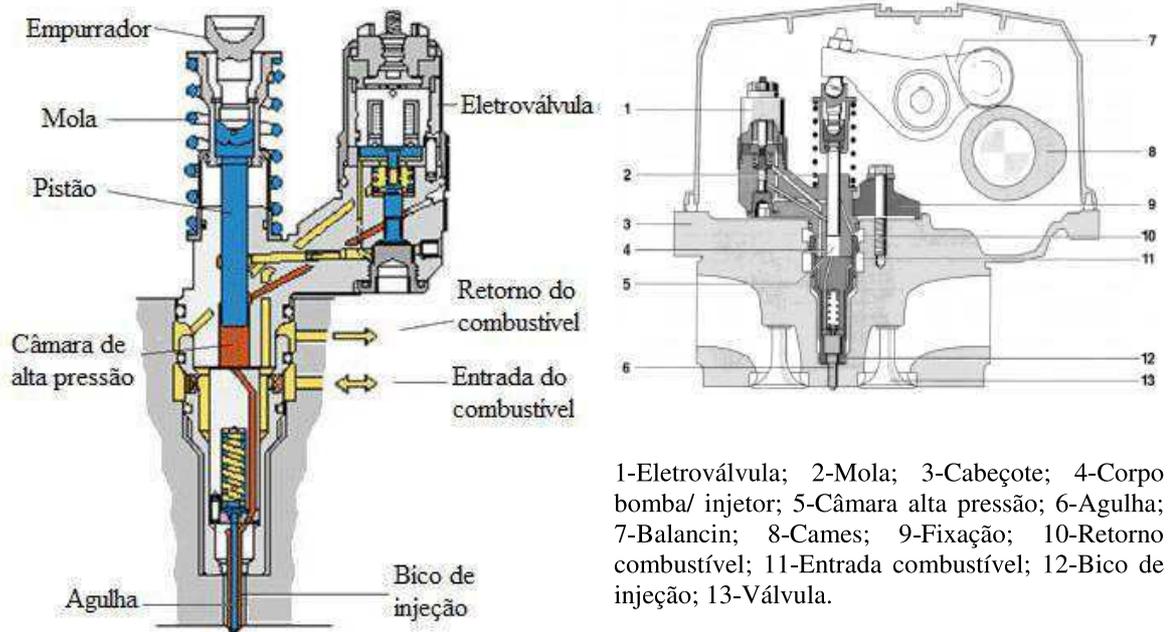
Fonte: (DENTON, 2017)

Figura 4. 2 Unidade Eletrônica EDC

Anos mais tarde já em 1994 a Bosh lança o Unit Injector System (UIS) cuja característica principal é acoplar uma bomba para cada bico injetor formando uma única unidade para cada cilindro. A unidade injetora inclui uma válvula eletromagnética de acionamento rápida que é comandada por uma unidade de controle eletrônico que determina o avanço de injeção, a pressão ideal e o volume exato de combustível que será injetado para cada regime de funcionamento do motor. Nesse sistema a pressão de injeção alcançada pode chegar aos 2.200 bar e não há interligação da bomba com o bico através de tubos. A Figura 4.3 ilustra em os componentes da unidade de injeção UIS e sua fixação e acionamento via comando de válvulas.

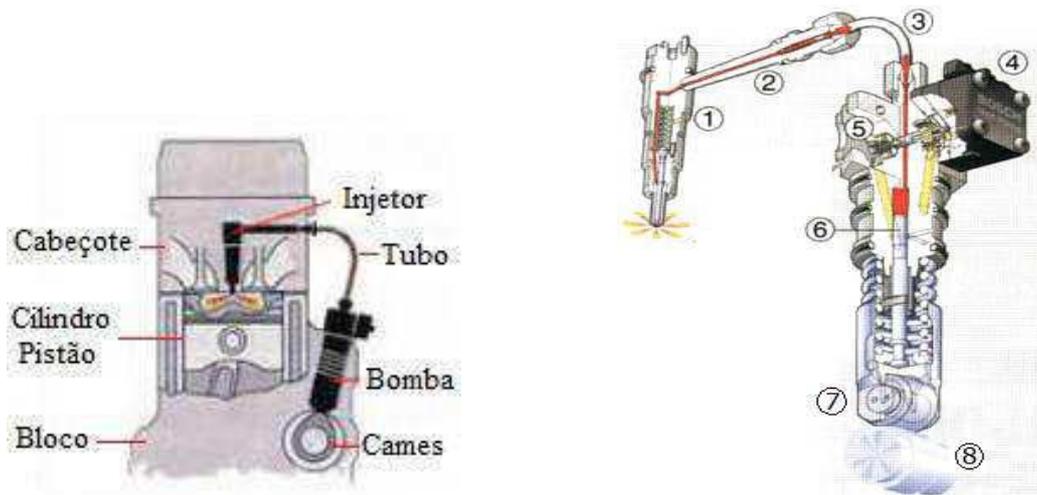
Uma variante do sistema UIS é a Unit Pump System (UPS). Nesse sistema para cada cilindro do motor existe uma bomba acionada pelo comando de válvulas. Um pequeno tubo de alta pressão transmite o combustível pressurizado da bomba para o injetor que está instalado no cabeçote. A unidade de comando aciona a válvula eletromagnética eletronicamente, o que libera a passagem de combustível sob alta pressão para o bico. O comando eletrônico determina a quantidade e o tempo de injeção os quais são calculados

com precisão para cada condição de rotação e carga baseados em informações de diversos sensores, garantindo a melhor operação do motor. A Figura 4.4 mostra a unidade UPS.



Fonte: <http://www.geocities.ws/mecanicainacap/uis>

Figura 4. 3 Unidade injetora UIS.



Fonte: <http://www.geocities.ws/mecanicainacap/uis>

Figura 4. 4 Uniidade injetora UPS

No Brasil a injeção eletrônica Diesel chegou por volta do ano de 2005 época onde vigorava o padrão de emissões conhecido como PROCONVE P5 Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores em sua quinta etapa para veículos pesados equivalente ao EURO III europeu.

4.2 SISTEMA COMMON RAIL (CRS)

O sistema common rail é o que há de mais moderno na injeção eletrônica em motores Diesel. Trabalha com injeção de combustível em marcha lenta a uma pressão relativamente baixa 300bar, entretanto pode chegar a 2500bar segundo (MARTINS, 2016). Os sistemas de geração de pressão e de injeção funcionam separadamente podendo a pressão ser controlada independentemente da rotação do motor.

De acordo com (BOSCH, 2016), as principais características do sistema common rail são: pressão de injeção controlados independentemente da rotação do motor; possibilidade de injeções múltiplas (pré e pós-injeção) de acordo com necessidades do controle de emissões e sistema de pós-tratamento de gases; possibilidade de troca de dados com outros sistemas eletrônicos do veículo, permite diagnóstico do sistema com avaliação dos dados armazenados na inspeção veicular; aplicável a veículos leves, médios e pesados.

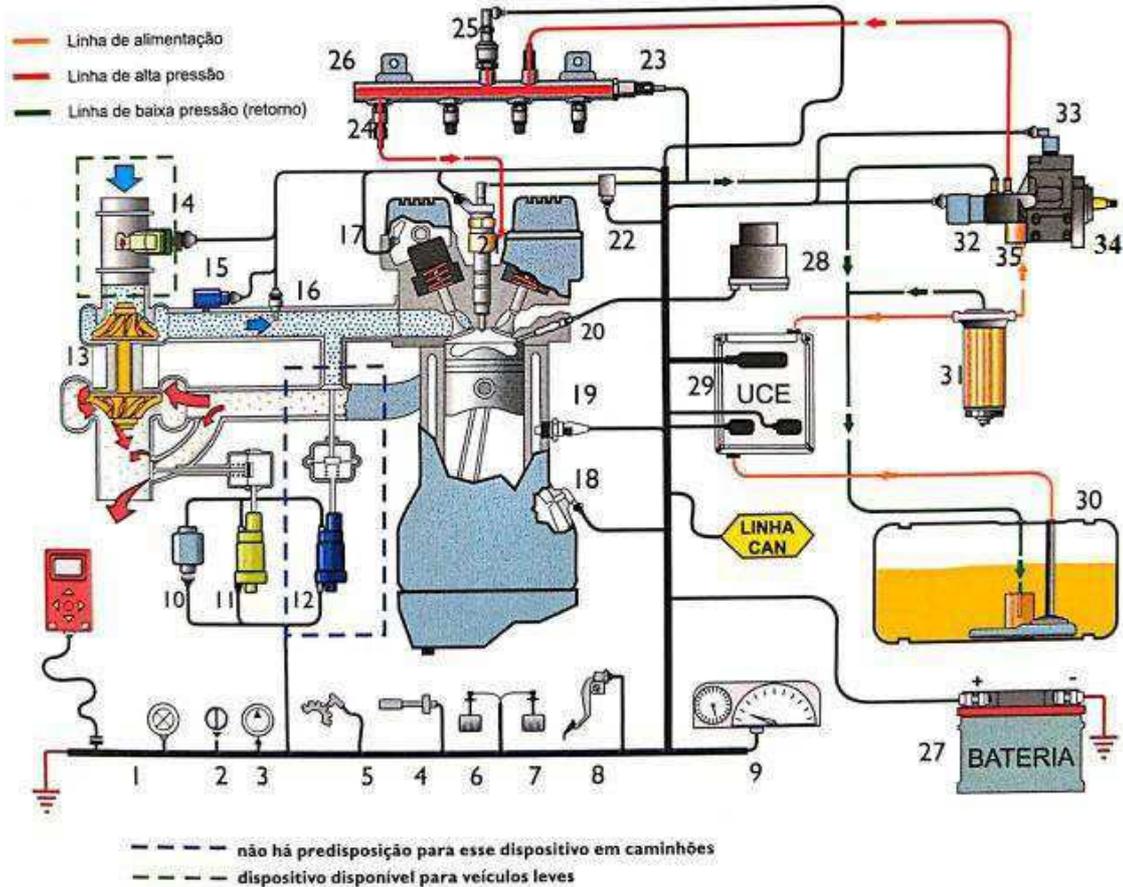
A função básica do gerenciamento eletrônico do motor é controlar a injeção do diesel no momento certo, na quantidade exata e com a máxima pressão possível, assegurando assim um funcionamento silencioso, econômico e pobre em emissões de poluentes.

A Figura 4.5 mostra o esquema de funcionamento juntamente com os componentes do sistema common rail. Nela é possível observar três níveis de pressão:

Linha de baixa pressão de alimentação – O combustível contido no reservatório (30) é filtrado (31) e enviado para a bomba de alta pressão (34) através de uma bomba alimentadora (35) a qual pode estar dentro ou fora do reservatório de combustível.

Linha de alta pressão – a bomba de alta pressão (34) eleva a pressão do combustível até o acumulador de alta pressão ou rail (26). Os bicos injetores (21) interligados ao rail são acionados por sinais elétricos provenientes da unidade de comando eletrônico-ECU (29) e o combustível em alta pressão é injetado na câmara de combustão.

- | | | |
|--|--|----------------------------------|
| 1. Indicador de diagnóstico com conexão | 14. Medidor de massa de ar | 27. Bateria |
| 2. Elemento operação comp. Ar condicionado | 15. Sensor temperatura e pressão admissão | 28. Unidade comando da vela |
| 3. Compressor ar condicionado | 16. Sensor temperatura ar aspirado | 29. Unidade comando eletrônica |
| 4. Elemento operação marcha lenta | 17. Sensor de rotação comando válvulas | 30. Reservatório combustível |
| 5. Sensor de velocidade | 18. Sensor de rotação virabrequim | 31. Filtro de combustível |
| 6. Contato de embreagem | 19. Sensor temperatura fluido refrigeração | 32. Válvula reguladora pressão |
| 7. Contatos de freio | 20. Vela de pino incandescente | 33. Vál. Desativação 3° elemento |
| 8. Sensor pedal do acelerador | 21. Injetor | 34. Bomba de alta pressão |
| 9. Painel de instrumentos | 22. Sensor temperatura do combustível | 35. Bomba alimentadora |
| 10. Bomba de vácuo | 23. Válvula limitadora de pressão | |
| 11. Atuador de pressão de carga | 24. Limitador de fluxo | |
| 12. Atuador realimentação gás escape | 25. Sensor de pressão do rail | |
| 13. Turbocompressor | 26. Acumulador de alta pressão (rail) | |



Fonte: SETE

Figura 4. 5 Diagrama dos componentes do sistema de injeção eletrônica Diesel "common rail"

Linha de baixa pressão de retorno – o combustível proveniente do retorno dos bicos injetores (21), da válvula limitadora de pressão do rail (23), da válvula reguladora de pressão (32) e do filtro de combustível são direcionados novamente ao reservatório de combustível.

A Fig. 4.6 ilustra o diagrama dos sinais de entrada e de saída da central eletrônica. Vale ressaltar que o diagrama apresentado pode sofrer alterações a depender do fabricante e do veículo.

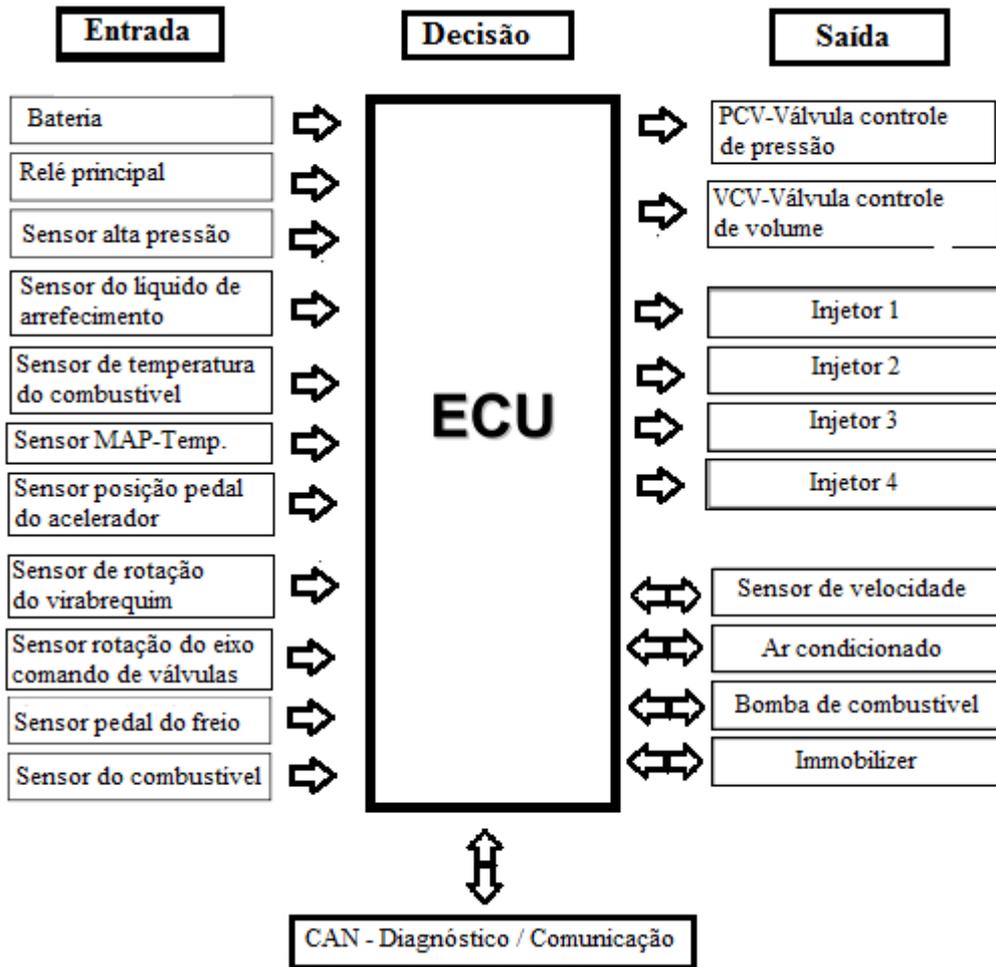


Figura 4. 6 Diagrama de entrada e saída de sinais da unidade central eletrônica (ECU)

O gerenciamento eletrônico possibilita executar regulagens precisas do volume de combustível a ser injetado por ciclo, do avanço de injeção e do tempo de injeção de forma a proporcionar maior rendimento do motor, menor consumo de combustível, baixa emissão de poluentes e funcionamento silencioso do motor.

A ECU armazena em sua memória EEPROM uma grande variedade de mapas com parâmetros pré-estabelecidos, curvas características bem como os algoritmos de comando de ação da central relacionados às diversas condições de funcionamento do motor. Os vários sensores instalados neste enviam sinais elétricos para a memória RAM da ECU que são processados e comparados com os valores mapeados. Os cálculos do volume de injeção são realizados e sinais para os atuadores são enviados.

CAPÍTULO V

COMBUSTÃO

5.1 COMBUSTÃO

A combustão é a reação de oxidação do combustível com o comburente com grande liberação de energia na forma de calor. O comburente mais utilizado é o oxigênio encontrado facilmente na composição do ar, tendo este a composição em valores aproximados de 21% de O₂, 78% de N₂ e 1% de dióxido de carbono, argônio, vapores de água e outros.

A combustão em motores é um processo complexo que depende do projeto de engenharia da câmara de combustão, das propriedades específicas do combustível a ser utilizado e também de fatores atmosféricos como temperatura e pressão. Não é possível quantificar totalmente a dependência recíproca desses fatores, muito menos leva-los em conta ao configurar um motor.

O controle da combustão é extremamente importante para os motores, seja para o seu perfeito funcionamento, preservação de uma vida útil longa e obtenção do maior rendimento possível. Além disso uma combustão otimizada faz com que os produtos lançados ao meio ambiente venham a causar o mínimo de danos possível.

A relação ar/combustível é preponderante para o controle da combustão em motores de combustão interna. Uma mistura é dita estequiométrica quando a relação ar/combustível é ideal para que ocorra uma combustão completa, ou seja, quando o oxigênio é suficiente para consumir o combustível presente em sua totalidade. Neste caso os produtos liberados na combustão são o dióxido de carbono CO₂, água e energia.

Por outro lado, se a quantidade de oxigênio não é suficiente para consumir todo combustível envolvido na combustão, esta será dita incompleta. Neste caso, os produtos gerados na combustão são compostos por monóxido de carbono CO, dióxido de enxofre SO₂, sulfetos de hidrogênio H₂S, óxidos de nitrogênio NO_x, aldeídos e material particulado. Tais compostos são agentes agressores ao meio ambiente e nocivos à saúde e à vida.

Teoricamente, uma razão de mistura estequiométrica, faria com que um motor apresentasse a sua máxima potência, entretanto, isto dificilmente acontece na prática, sendo necessário o uso de uma mistura com razão ar/combustível menor que o estequiométrico. Tal fato é justificado por causa da vaporização da mistura e dos gases residuais da combustão do ciclo anterior que se juntam a esta nova mistura.

Em contrapartida um motor que funcione na velocidade de cruzeiro, o fator predominante é a economia de combustível. Portanto, nesta condição, a razão da mistura ar/combustível deve ser maior que o valor estequiométrico, isto é, a combustão realiza-se em excesso de ar.

5.2 FASES DA COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL

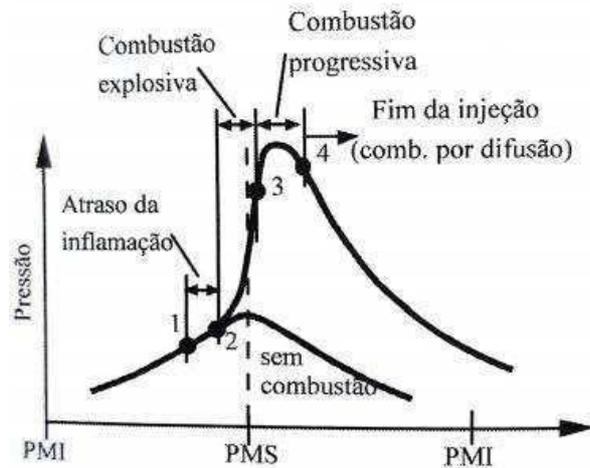
Segundo (MARTINS, 2016), o processo de combustão em motores de ignição por compressão é subdividido em quatro fases:

Atraso da inflamação – quando se injeta combustível é necessário esperar que ele evapore, misture com o ar circundante e reaja.

Combustão explosiva – a pressão e a temperatura aumentam rapidamente e a combustão propaga-se velozmente proporcionando a dureza da combustão. Fase de difícil controle em que os sistemas eletrônicos atuam principalmente na dosagem do combustível para controle de emissões e do funcionamento a frio.

Combustão controlada ou progressiva – ocorre na medida em que o combustível é injetado junto ao ar que se encontra em alta temperatura em decorrência da explosão inicial. O movimento turbulento do ar é fundamental para que ocorra a mistura com o combustível espalhando-se por toda câmara de combustão.

Combustão por difusão – é uma fase longa que se inicia após findado a injeção do combustível onde são queimadas as últimas porções do combustível e os resíduos sólidos da combustão anterior. A Figura 5.1 ilustra as quatro fases da combustão.



Fonte: (MARTINS, 2016)

Figura 5. 1 Fases da combustão

A ignição do combustível no motor Diesel, resulta de processos internos no combustível que ocorrem a temperaturas relativamente baixas. Os fatores físicos e químicos influenciam este processo e determinam o tempo necessário para preparar o combustível para a ignição bem como a quantidade de combustível preparado para a queima. Isso significa que características operacionais importantes, como consumo de combustível, carga, ruído na combustão e baixa sensibilidade ao combustível, são influenciadas pelo processo de ignição no motor Diesel.

O avanço dos sistemas de injeção eletrônica aplicados em motores modernos, tem proporcionado melhorias na dirigibilidade do veículo e no rendimento do motor, redução no consumo de combustível e nas emissões de poluentes e, ainda, menor ruído no funcionamento do motor. Os sistemas de injeção eletrônica “common-rail” são programados para efetuar pré-injeções (uma ou mais), injeção principal e também pós-injeção de combustível no intuito de melhorar todo o processo de combustão.

5.3 FASES DA COMBUSTÃO EM MOTORES DUAL FUEL

Os motores Diesel Dual Fuel geralmente combinam o uso do diesel/biodiesel com o Gás Natural Veicular para o seu funcionamento. Uma quantidade de gás que, de acordo com (MARTINS, 2016) *apud* (LATA e MISRA, 2011) gira em torno de no máximo 60 a 70% do total, é introduzido no cilindro do tempo da admissão juntamente com o fluxo de ar ambiente, enquanto que o diesel é injetado em uma quantidade menor no final do tempo

da compressão. A injeção do diesel é responsável pela ignição da mistura de ar e GNV na câmara de combustão.

O processo de combustão em motores dual é um pouco diferente dos motores Diesel. Enquanto que neste o processo é composto por quatro etapas, conforme discutido no tópico anterior, nos motores dual é acrescentado uma etapa a mais.

Segundo (MARTINS, 2016) a combustão nos motores dual-fuel verificam-se as seguintes etapas conforme mostra a Fig (5.2):

- 1-2: atraso físico e químico da ignição do combustível com índice de cetano;
- 2-3: combustão do combustível da injeção piloto;
- 3-4: atraso da combustão da mistura de combustível com índice de octano;
- 4-5: combustão da mistura de combustível índice de octano;
- 5-6: difusão.

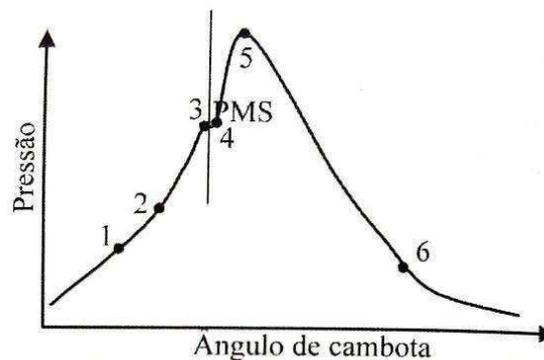


Figura 5. 2 Fases da combustão dual-fuel

Segundo (SILVA, 2014) *apud* (KARIM, 1980), a vantagem do motor Diesel dual reside no fato de que ele utiliza a diferença de inflamabilidade dos dois combustíveis. A presença do combustível gasoso influencia ambos os processos de pré-ignição e pós-ignição de uma forma complexa, dependendo, principalmente, do combustível utilizado, da sua concentração e das condições de funcionamento.

Essa categoria de motores apresenta maior rendimento, haja vista podem funcionar com misturas muito pobres. De acordo com (WÄRTSILÄ, 2019), as claras vantagens ambientais que a operação do gás permite, é outro fator no sucesso dessa tecnologia. Ao operar no modo de gás, as emissões de óxido de nitrogênio (No_x) são pelo menos 85% inferiores às especificadas nos regulamentos atuais da Organização Marítima Internacional (IMO) Nível-III, as emissões de CO_2 são cerca de 25% menores do que as de um motor

marítimo convencional movido a diesel e o óxido de enxofre (SO_x) e as emissões de partículas são desprezíveis em quase zero por cento.

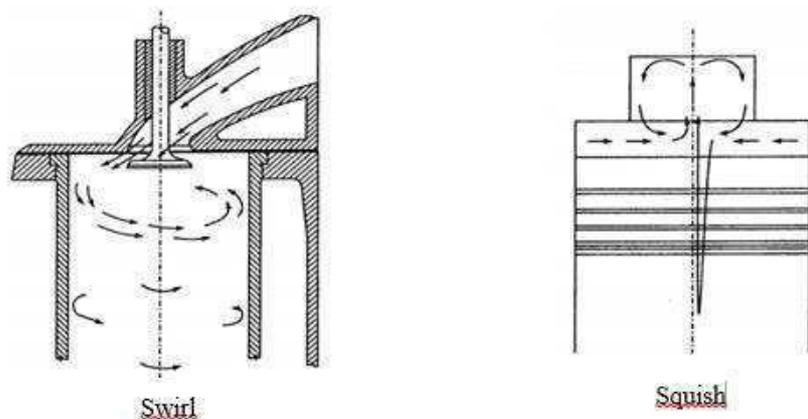
5.4 PREPARAÇÃO DA MISTURA

A preparação de combustível antes da ignição é de fundamental importância e compreende a quebra do jato de combustível, a evaporação do combustível, formação de gotículas e mistura de gotículas / vapor de combustível com a quantidade necessária de ar.

De acordo com (MARTINS, 2016), o maior problema na combustão no motor Diesel é conseguir-se suficiente mistura entre o spray de combustível e o ar, pois a taxa de mistura controla a taxa de combustão.

O processo de combustão do diesel é heterogênea, haja vista o ar admitido para dentro do cilindro encontra-se no estado gasoso e o diesel é injetado no estado líquido sendo que em regiões próximas ao injetor são formadas misturas com maior concentração de combustível quando comparadas às regiões próximas da parede do cilindro. Na busca de uma maior homogeneidade é necessário que se tenha uma turbulência na movimentação do ar e do spray de combustível e uma geometria apropriada tanto da câmara de combustão como dos orifícios dos injetores.

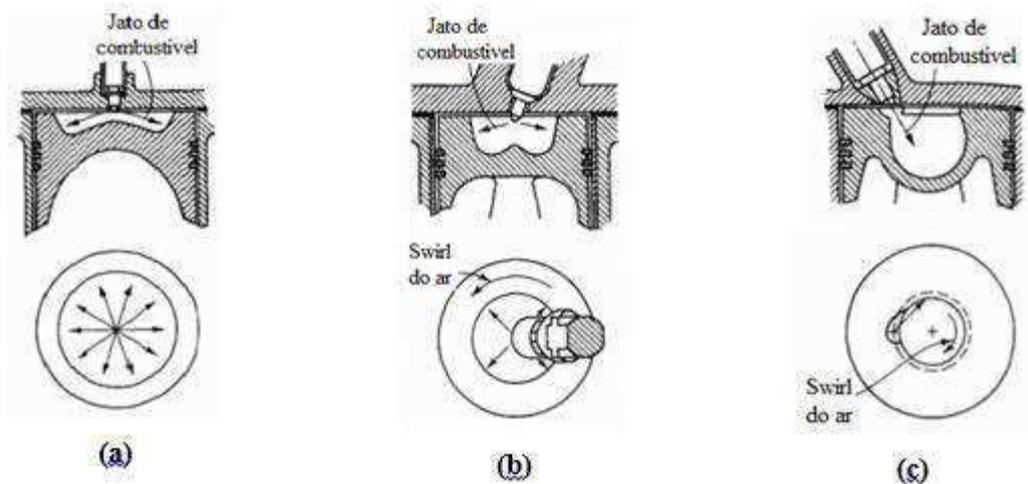
Segundo (GUPTA, 2009) , a velocidade do ar na câmara de combustão deve ter duas componentes: fluxo de ar em espiral “swirl” e fluxo de ar radial “squish”. A Figura 5.3 ilustra os movimentos necessários na preparação da mistura.



Fonte: (GUPTA, 2009)

Figura 5. 3 Movimentos de turbulência do fluxo de ar no cilindro.

Quanto à geometria das câmaras de combustão (HEYWOOD, 1988) afirma que as mais comuns utilizadas em motores Diesel com injeção direta são: (a) câmara quiescente com bico multi orifícios típico de grandes máquinas; (b) câmara no pistão com swirl e bico multi orifícios; (c) câmara no pistão com swirl e bico com orifício único. Ambas geometrias (b) e (c) são utilizadas em máquinas de médio e pequeno porte. A Figura 5.4 ilustra as câmaras mencionadas.



Fonte: (HEYWOOD, 1988)

Figura 5. 4 Geometrias comuns de câmara de combustão em motores Diesel com injeção direta de combustível

5.5 DELAY DE IGNIÇÃO OU ATRASO DE IGNIÇÃO

Quando o combustível é injetado na câmara de combustão, a ignição não ocorre instantaneamente. Esse tempo decorrente desde o início da injeção até o início da explosão é definido como “Ignition Delay” ou “Atraso de Ignição”. Uma série de fatores físicos e químicos influenciam no delay de ignição. Aspectos relacionados com a qualidade do combustível utilizado como tamanho da cadeia do hidrocarboneto, número de cetano do combustível, propriedades característica do ar local como densidade, pressão, temperatura e concentração de oxigênio, atomização das moléculas do combustível, tamanho das gotas formadas, velocidade de injeção do combustível, geometria da câmara de combustão, avanço de ignição, taxa de swirl e taxa de compressão do motor.

No Anexo I, extraído de (GUPTA, 2009), mostra os efeitos na variação de alguns fatores acima abordados quanto a alteração do “delay de ignição” e a respectiva explicação para as modificações relatadas.

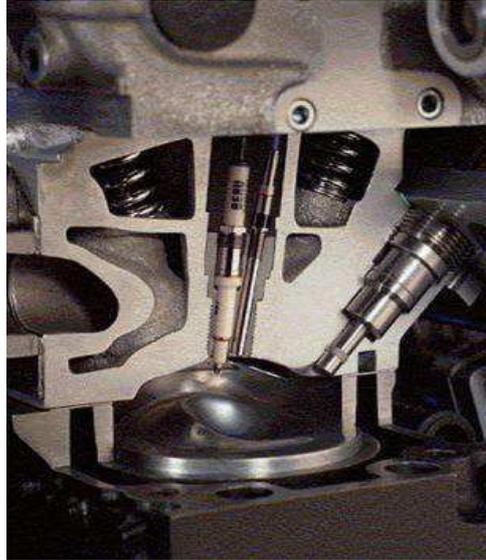
Segundo (KÖTEN e PARLAKYIĞIT, 2018) o controle do início da combustão, o atraso da ignição e a combustão devem ser bem entendidos, pois toda a saída afetará isso. Embora muitos parâmetros da tecnologia de ICE de hoje, como a temperatura do combustível, sejam controlados por sensores e avaliados instantaneamente com a Unidade de Controle Eletrônico (ECU).

5.5.1 Técnicas aplicadas na determinação do atraso de ignição

Geralmente as técnicas aplicadas para determinação do atraso de ignição são complexas e exigem equipamentos sofisticados de alto custo e exigem intervenções invasivas no motor que alteram a sua originalidade.

Duas dessas técnicas são descritas por (TAYLOR, 1985): a primeira utilizando câmera fotográfica de alta velocidade instaladas em janelas transparentes no cilindro para estudo do progresso do spray de combustível e o desenvolvimento de chama dentro da câmara de combustão e, conseqüentemente, determinação do atraso de ignição; a segunda através da introdução de um sensor de alta pressão no interior da câmara de combustão para confecção do diagrama pressão *versus* ângulo do virabrequim que, juntamente com o início da injeção, obtemos o atraso de ignição. Vale ressaltar que em ambos os casos é necessário intervir no motor para a instalação do sensor óptico ou do sensor de pressão. Nestes casos, o custo envolvido é bastante alto tanto para a aquisição do sensor quanto para sua instalação. Ainda é preciso mão de obra específica e qualificada para realizar as modificações necessárias no cabeçote do motor.

A Figura 5.5 ilustra uma vista em corte da instalação de um sensor de pressão na câmara de combustão de um motor.



Fonte: (DENTON, 2017)

Figura 5.5 Sensor de pressão montado na câmara de combustão de um motor

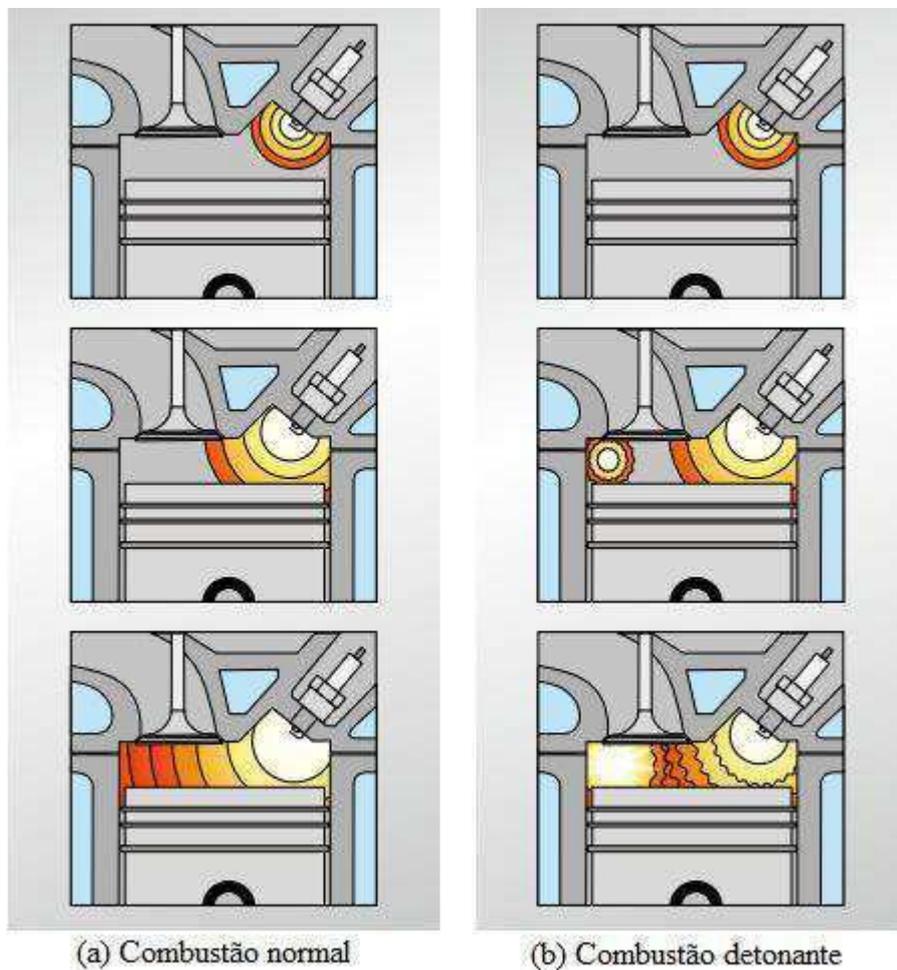
Outra técnica que pode ser utilizada são as correlações empíricas para prever processos como transferência de calor, o atraso da ignição e a taxa de queima conforme descreve (STONE, 1999). Neste caso específico, o método utilizado deixa de ser experimental e passa a ser simulação computacional.

Uma importante contribuição deste trabalho de pesquisa encontra-se no aprimoramento de uma técnica para a determinação do atraso de ignição através de um sensor piezoelétrico (sensor de detonação automotivo). Trata-se de uma técnica de baixo custo e que não requer intervenções invasivas no motor sem perda da sua originalidade. Posteriormente poderá ser aperfeiçoada para avaliar processos de combustão envolvendo diversos ciclos motores e combustíveis. Outro fato importante dessa técnica é que pode ser utilizada em motores com mais de um cilindro em linha. Para as demais configurações a técnica não foi testada.

5.6 DETONAÇÃO

Um dos graves problemas que ocorre durante a combustão o qual se relaciona diretamente com o atraso de ignição do combustível é o “knock” também conhecido como “detonação” ou ainda em linguagem popular “batida de pino”. Esse problema ocorre tanto nos motores do ciclo Otto como do ciclo Diesel, porém vamos ater apenas a este último em nossa discussão.

Trata-se de um fenômeno de combustão anormal que ocorre durante a injeção do combustível ainda no tempo da compressão. É proveniente nos motores Diesel pelo elevado atraso na ignição o qual faz com que uma quantidade maior de combustível seja acumulada durante a sua injeção de modo que toda a massa desses combustível entre em combustão espontânea e rapidamente com grande elevação de pressão local, liberação abrupta de grande parte da energia química e propagação de ondas de pressão de elevada amplitude através da câmara de combustão. Na Figura 5.6 é possível verificar ambos os processos de combustão normal e anormal, sendo este referente ao *Knock* .

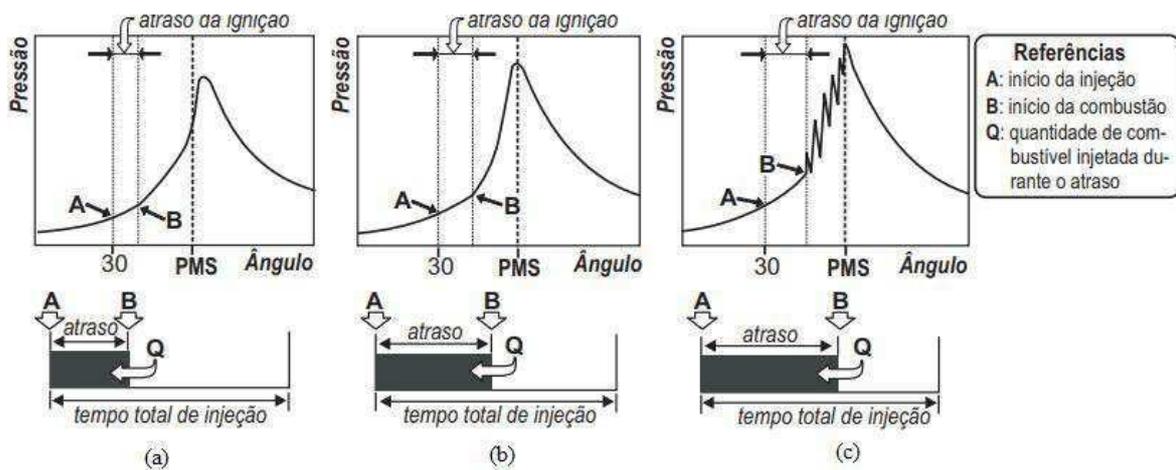


Fonte: (MS MOTOR SERVICE INTERNATIONAL GMBH, 2014)

Figura 5.6 Processos de combustão: (a) Normal; (b) Anormal com detonação

A reflexão dessas ondas nas paredes do cilindro e também sobre o pistão gera um ruído característico. A detonação acarreta graves consequências ao motor produzindo erosão das partes sólidas que estiverem em contato com essas ondas principalmente o pistão, quebra de suas canaletas, travamento dos anéis, elevação da temperatura na câmara de combustão e redução na eficiência térmica do motor.

Segundo (MANAVELLA, 2009) quanto maior é o atraso de ignição (maior a quantidade acumulada de combustível) maior será a potência da explosão e conseqüentemente, mais significativa a detonação. A Figura 5.7 ilustra que, para uma mesmo avanço (nesse caso 30°), temos: em (a) o pico de pressão ocorre logo após o PMS indicativo de combustão normal; em (b) o atraso de ignição aumentou e o pico de pressão deslocou exatamente para o PMS; já em (c) aumentando ainda mais o atraso de ignição verificamos a ocorrência da detonação.



Fonte: (MANAVELLA, 2009)

Figura 5. 7 Influência do atraso de ignição na detonação

De acordo com (STONE, 1999) a injeção deve ser cuidadosamente controlada pois o período de combustão “rápido” pode produzir a característica “detonação do diesel”. Para um determinado combustível e motor, a detonação do diesel pode ser reduzida evitando a injeção excessiva de combustível muito rapidamente. Alguns sistemas injetam uma pequena quantidade de combustível antes da injeção principal, um sistema conhecido como pré-injeção.

CAPÍTULO VI

COMBUSTÍVEIS

6.1 ÓLEO DIESEL

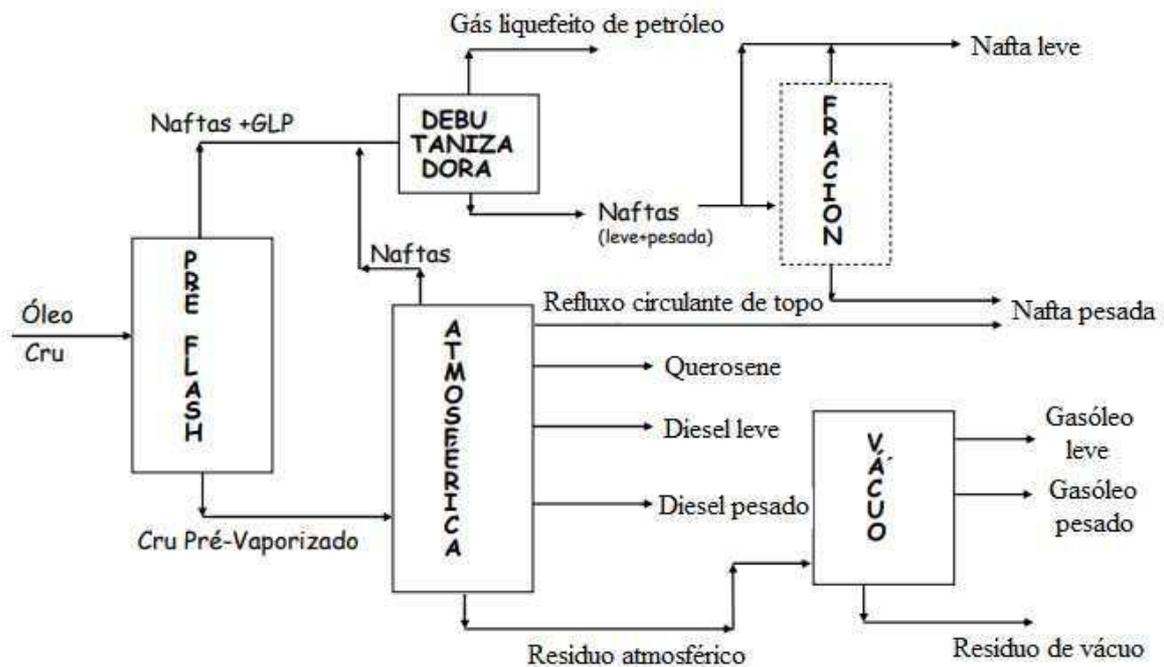
Trata-se de um composto formado principalmente por átomos de carbono e hidrogênio e baixas concentrações de compostos orgânicos com enxofre, nitrogênio e oxigênio. É um combustível derivado do petróleo que tem como características: ser inflamável; toxicidade considerada média; pouco volátil; límpido; isento de material em suspensão e com odor forte e característico. É utilizado em motores de combustão interna e ignição por compressão (motores do ciclo Diesel).

A Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), dividiu o óleo diesel em três categorias básicas a depender das diversas aplicações do produto. O tipo S1800 de uso não rodoviário, com aplicação em mineração a céu aberto, transporte ferroviário e geração de energia elétrica. Os tipos S10 e S500 destinados para uso rodoviário, sendo veículos automotivos, máquinas agrícolas, máquinas de construção e máquinas industriais. A terceira categoria é o óleo diesel marítimo destinado às embarcações. Vale ressaltar que a sigla “S” representa o elemento químico “enxofre” e o número logo após representa a porcentagem contida no óleo diesel expressa em mg/kg ou partes por milhão (ppm). Ainda temos a classificação “óleo diesel tipo A” ou “óleo diesel tipo B”, sendo o primeiro puro, enquanto que o último contém uma porcentagem de biodiesel. Atualmente no Brasil, a legislação impõe a comercialização do tipo B10 para uso rodoviário, ou seja, óleo diesel com 10% de biodiesel.

6.1.1 Processo de obtenção do óleo diesel.

A destilação fracionada, ou refino do petróleo, baseia-se na diferença do ponto de ebulição entre os componentes da mistura. De acordo com (FERREIRA, 2008) o processo

de destilação é o mais básico no refino de petróleo. Pode ser feito em diferentes níveis de pressão, diretamente com o petróleo ou com correntes obtidas em fracionamentos prévios. A Figura 6.1 ilustra os processos de destilação atmosférica e à vácuo e os produtos obtidos.



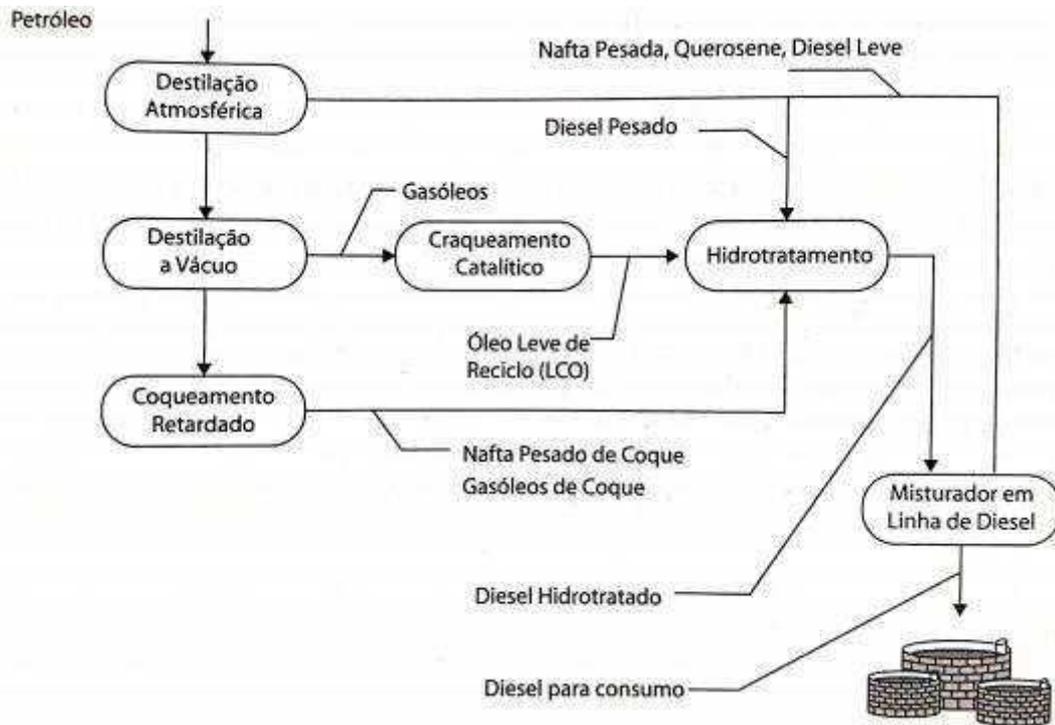
Fonte: (FERREIRA,2008)

Figura 6. 1 Esquema de destilação atmosférica e a vácuo

O gasóleo resultante da destilação à vácuo pode seguir ainda duas correntes para obtenção do óleo diesel. A primeira corrente segue para o processo de craqueamento catalítico uma vez que o gasóleo produzido nas torres de destilação a vácuo são misturas de hidrocarbonetos mais longos e pesados que os do óleo diesel. A quebra dessas cadeias hidrocarbônicas longas em cadeias menores com a utilização de catalizadores é o que se chama de craqueamento catalítico o qual irá produzir o óleo leve de reciclo. A segunda corrente segue para o processo de coqueamento retardado que é um processo industrial que permite a conversão de frações residuais em coque, gás liquefeito de petróleo e correntes instáveis na faixa do óleo diesel. Os produtos provenientes dessas duas correntes são levadas para outro processo conhecido como hidrotreatamento que consiste na adição de

hidrogênio para estabilização e remoção dos compostos sulfurados, nitrogenados e oxigenados.

De acordo com (BRUNETTI, 2015), o esquema de produção de óleo diesel no Brasil segue o organograma da Fig.(6.2).



Fonte: (Brunetti, 2015)

Figura 6. 2 Esquema de produção de óleo Diesel no Brasil

6.2 BIODIESEL

De acordo com a (EPA, 2010), em 1895, o Dr. Rudolf Diesel inventou o motor Diesel com a intenção de usá-lo em uma variedade de combustíveis, incluindo óleo vegetal. De fato, quando ele demonstrou seu motor na Exposição Mundial em Paris em 1900, ele abasteceu o veículo com óleo de amendoim. No entanto, o biodiesel e o óleo vegetal são muito diferentes.

No século XVIII, com a invenção do motor a vapor e o início da primeira revolução industrial, a fonte predominante utilizada foi o carvão. Hoje em dia esta fonte de energia ainda é amplamente utilizada principalmente na China. O início da exploração de petróleo, o desenvolvimento de motores de combustão interna e os avanços na eletricidade desde meados do século XIX fizeram do petróleo uma das principais fontes de energia, tornando-

se o recurso energético mais utilizado por muitos países a partir do século XX. Em 1972, na Conferência de Estocolmo, na Suécia, acorda o problema ambiental gerado principalmente pelo uso de combustíveis fósseis e, além disso, eles emergem, posteriormente, as duas maiores crises petrolíferas em 1973 e 1979, período este marcado por um aumento significativo nos preços dos produtos e a dependência de muitos países para essa fonte de energia.

Diante de tais circunstâncias, fica evidente a necessidade de obter energia de novas fontes que não sejam tão agressivas ao meio ambiente e que minimizem a dependência do petróleo. Atualmente, já existe um grande consenso entre os analistas de que o século 21 será da agro energia.

É nesse contexto que muitos países começaram a investir e melhorar o uso de biocombustíveis entre eles o biodiesel. Biodiesel definido de acordo com (ANP, 2014) a Resolução ANP nº 45, de 25/08/2014, “é um combustível composto de alquil ésteres de ácidos carboxílicos de cadeia longa, produzidos a partir da transesterificação e / ou esterificação de graxas, de gorduras de origem vegetal ou animal, e que atenda às especificações contidas no Regulamento Técnico, parte integrante desta Resolução”.

O biodiesel é um líquido claro e transparente cuja cor varia de verde amarelado a castanho claro. Praticamente insolúvel em água e solventes polares, possui um odor semelhante ao dos óleos utilizados em sua fabricação. É um produto não tóxico e não corrosivo.

Segundo a (PETROBRÁS, 2007), “o biodiesel é um combustível biodegradável derivado de fontes renováveis que substitui o óleo diesel de fontes minerais em motores de combustão interna do ciclo diesel, como caminhões, tratores, ônibus e outros veículos, ou motores estacionários como os usados para geração de energia”.

Biodiesel é um biocombustível de excelência produzido a partir de uma variedade de matérias-primas, incluindo óleos vegetais e microalgas, gordura animal, como sebo bovino, gordura de aves, óleo de porco, óleo de mocotó, óleos de peixe e também com óleos residuais da fritura. A Figura 6.3 extraída de (ANP, 2017) mostra a participação das diferentes matérias-primas para obtenção de biodiesel no Brasil.

janeiro/ 2017

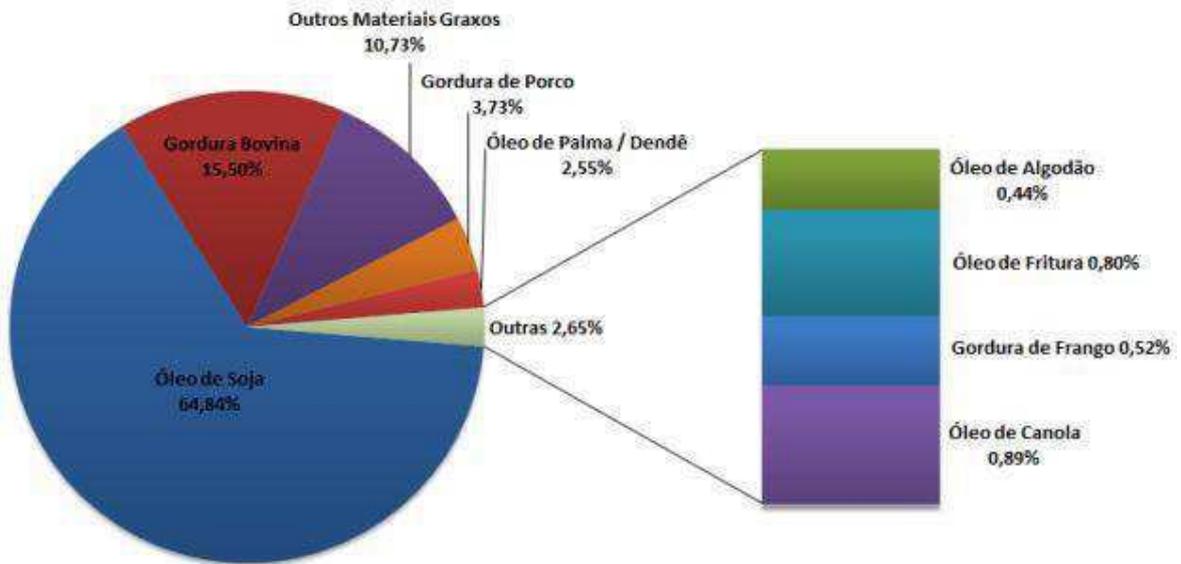
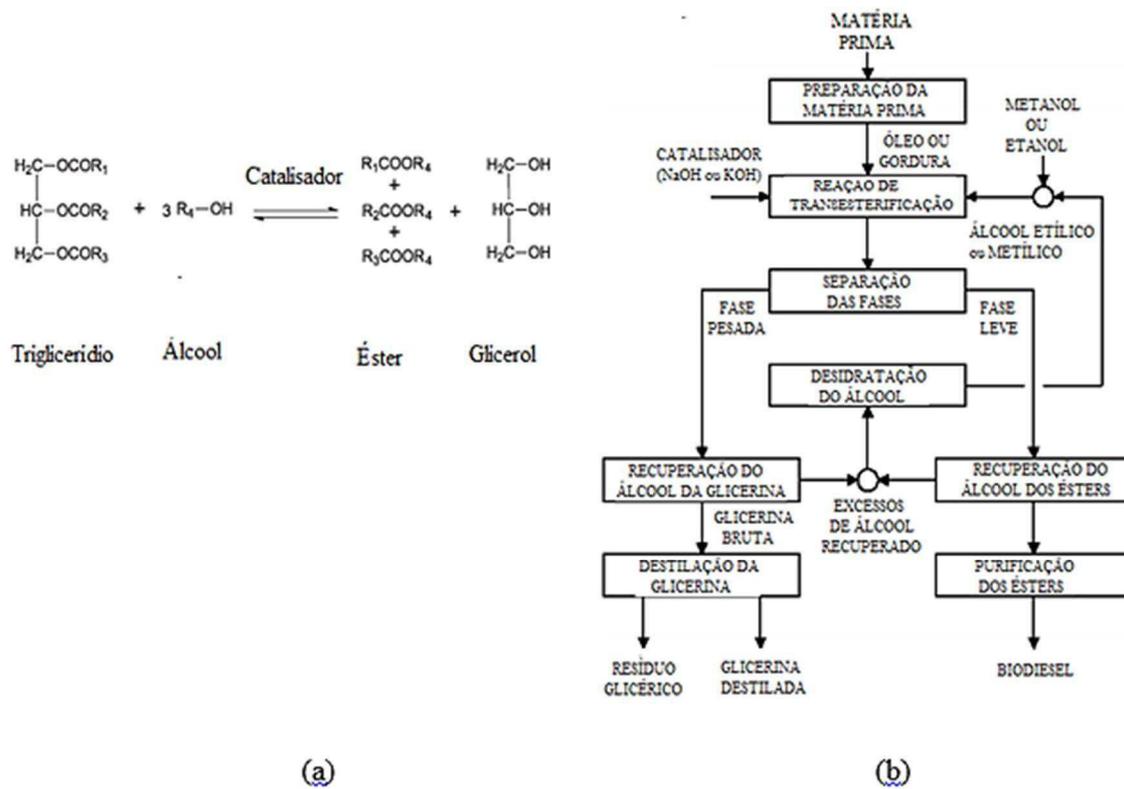


Figura 6. 3 Matérias-primas na produção de biodiesel no Brasil

A matéria-prima a ser utilizada para a produção de biodiesel depende do tipo de solo, clima e até da economia da região. Como exemplo, nos Estados Unidos e no Brasil – os maiores produtores de soja em nível mundial – priorizam o uso do óleo de soja, enquanto na Europa o óleo de canola é a principal matéria-prima e, em países tropicais como a Malásia, por exemplo, a palma é a principal fonte utilizada na produção do biodiesel.

6.2.1 Processo para obtenção de biodiesel e propriedades físico-químicas

O principal processo químico realizado para obter biodiesel é conhecido como “transesterificação”. Segundo (VIANNA, 2014), nada mais é do que uma reação entre um óleo ou gordura e um simples álcool de cadeia curta na presença de um catalisador, produzindo um éster e, como co-produto, glicerol. Essa remoção da glicerina do óleo torna o biodiesel gerado mais fino e menos viscoso que o óleo base. A Figura 6.4 ilustra as etapas da reação química envolvida no processo de obtenção do biodiesel e respectivo diagrama de processo por meio da transesterificação.



Fonte: (VIANNA, 2014).

Figura 6. 4 Processos para obtenção de biodiesel: a) Reação de transesterificação, b) Diagrama de produção de biodiesel

Outras tecnologias podem ser usadas, como transesterificação de dois estágios catalisada por ácido ou alcalino (esterificação / transesterificação) e catalisadores homogêneos ou heterogêneos.

Segundo (MARTINS, 2016), o biodiesel pode ser produzido por dois outros processos:

- A modernização térmica HTU-Hydro, na qual uma mistura de biomassa e água passa por um processo em alta temperatura (300-350 ° C) e alta pressão (120 – 180 bar), então parte de seu oxigênio (cerca de 85%) é removida. O óleo resultante é então convertido em biodiesel por processos de refino físico / químico.

- Hidrogenação após pirólise em materiais biológicos

Como existem diversas fontes de produção de biodiesel e cada uma possui características diferentes, é difícil adotar propriedades físico-químicas fixas para o biodiesel. Além disso, devemos também levar em conta o processo físico-químico envolvido na produção. Por estas razões, é mais fácil aplicar normas e limites para a especificação do biodiesel B100 que podem ser encontrados diretamente na Resolução da

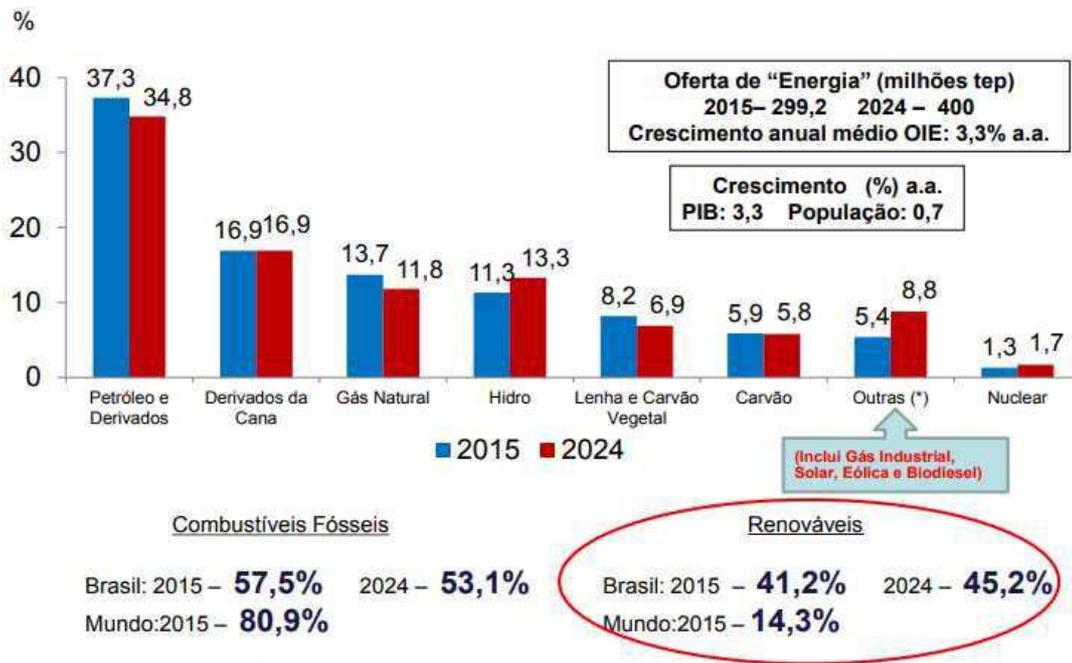
Agência Nacional do Petróleo – ANP Nº 45 de 25/08/2014 utilizando as normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), Sociedade Americana de Ensaio e Materiais (ASTM), Organização Internacional de Normalização (EM), Comité Europeu de Normalização (CEN) ou em trabalhos científicos como o de (SILVEIRA, 2014) biodiesel a partir do óleo de macaúba e (FERRARI, OLIVEIRA e SCABIO, 2005) biodiesel do óleo de soja e (ZUNIGA, PAULA, *et al.*, 2011) revisão das propriedades físico-químicas do biodiesel extraído de diversas matérias primas.

6.2.2 O cenário do biodiesel

Há um grande número de espécies vegetais catalogadas capazes de servir como matéria-prima na produção de biodiesel. Entretanto, a pesquisa tem sido mais intensa com óleos de girassol, soja, algodão, pequi, babaçu, milho, canola, palma, mamona, jatrofa e moringa, devido à sua alta capacidade de colheita na produção de óleos contendo os triglicérides de interesse.

De acordo com (EIA, 2017), em 2016, o óleo de soja foi a fonte de quase 55% da matéria-prima total usada para produzir biodiesel nos Estados Unidos. Óleo de canola e óleo de milho foram a fonte de cerca de 22%, 13% estavam na forma de graxas recicladas (óleos de arção usados) e as gorduras animais representam cerca de 10% da matéria-prima total. Óleo de colza, óleo de girassol e óleo de palma são outras importantes fontes de biodiesel consumidas em outros países.

O Brasil possui uma das matrizes energéticas mais renováveis do mundo industrializado, graças aos recursos de energia hidroelétrica, biomassa, etanol, energia eólica e solar. A Figura 6.5 ilustra o planejamento da matriz energética do Brasil e do mundo para 2015 e 2024, de acordo com o Ministério de Minas e Energia (MME, 2016). Percebemos claramente que a contribuição percentual das fontes renováveis no Brasil tem uma prospecção de 41,2% a 45,2% neste período.



Fonte: Balanço Energético Nacional e Plano 2024

Figura 6. 5 Matriz de oferta de energia brasileira: Participação das Fontes – 2015/2024

A produção de biodiesel no Brasil vem crescendo gradualmente. Conforme escrito por (EPE, 2016), a quantidade de B100 produzida no Brasil em 2015 atingiu quase 4 Mm³ contra 3,4 Mm³ do ano anterior, um aumento de 15% no biodiesel disponibilizado para o mercado interno. Segundo o Ministério das Minas e Energia² a produção de biodiesel cresceu 26% em 2018 em comparação ao ano anterior. A estimativa é que a produção do biodiesel brasileira passe de 5,4 para mais de 10 bilhões de litros anuais com a proposta de aumento gradativo do percentual obrigatório de biodiesel ao óleo diesel vendido ao consumidor final, que pode chegar até 15% (B15) entre 2018 e 2023. Atualmente esse percentual é de 10% (B10).

A principal matéria-prima foi o óleo de soja seguido pelo sebo bovino. O Brasil é o segundo maior produtor de biodiesel do mundo, atrás apenas dos Estados Unidos.

A Tabela 6.1 ilustra, segundo (FLACH, LIEDERZ, *et al.*, 2018), o ranking dos maiores produtores de biodiesel da União Européia, onde Alemanha, França e Polônia são os principais países produtores.

² <http://www.mme.gov.br/web/guest/pagina-inicial/outras-noticias>. Publicação: 06/11/2018. Acessado: 08/11/2018.

Tabela 6. 1 Ranking dos maiores produtores de biodiesel da União Europeia

Fonte: EU Biofuels Annual 2018

| EU Biodiesel/HVO Produção – Principais Produtores (milhões de litros) | | | | | | | | |
|---|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Ano | 2011 ^r | 2012 ^r | 2013 ^r | 2014 ^r | 2015 ^r | 2016 ^r | 2017 ^e | 2018 ^f |
| Alemanha | 3,408 | 3,106 | 3,307 | 3,911 | 3,555 | 3,592 | 3,522 | 2,610 |
| França | 2,090 | 2,175 | 2,170 | 2,386 | 2,442 | 2,215 | 2,181 | 1,700 |
| Polônia | 787 | 538 | 659 | 1,017 | 1,103 | 1,319 | 1,680 | 1,200 |
| Espanha | 414 | 673 | 736 | 786 | 861 | 985 | 1,029 | 1,030 |
| Holanda | 558 | 974 | 790 | 1,056 | 795 | 638 | 568 | 570 |
| Bélgica/Luxemburgo | 536 | 568 | 568 | 568 | 535 | 521 | 568 | 570 |
| Itália | 704 | 326 | 521 | 452 | 625 | 398 | 599 | 560 |
| Reino Unido | 261 | 352 | 640 | 554 | 572 | 496 | 503 | 510 |
| Portugal | 419 | 356 | 329 | 349 | 386 | 333 | 388 | 400 |
| Austria | 352 | 301 | 247 | 332 | 386 | 349 | 352 | 365 |
| Outros | 1,667 | 1,214 | 604 | 203 | 811 | 977 | 1,007 | 1,375 |
| Total | 11,197 | 10,582 | 10,570 | 11,614 | 12,072 | 11,823 | 12,397 | 10,890 |

FAS EU Post baseado em informações em MT e convertido em litros usando uma taxa de conversão de 1MT = 1.136 litros. r = revisado; e = estimado e f = previsão.

De acordo com (ENMC, 2017) análises realizadas pela Agência Internacional de Energia (EIA) mostram que os biocombustíveis podem ter que desempenhar um papel ainda mais importante no futuro se o mundo quiser reduzir significativamente as emissões de dióxido de carbono.

De acordo com estudos (D'ARCE, 2005), o biodiesel reduz em até 78% as emissões líquidas de CO₂. Além disso, o uso deste biocombustível reduz significativamente segundo (COLLETI, 2006) as emissões de: 20% de enxofre; 9,8% de dióxido de carbono; 35% de hidrocarbonetos não queimados; 55% de material não particulado; 78 a 100% de gases de efeito estufa e 100% de enxofre e compostos aromáticos;

O documento Technology Roadmap – Biofuels for Transport prevê um aumento de dez vezes na produção de biocombustíveis até 2050, quando os biocombustíveis podem contribuir para um suprimento de energia de 25% para o setor de transporte global. Nessa visão, os biocombustíveis substituirão cada vez mais os combustíveis fósseis nesse setor.

6.2.3 Impactos decorrentes do biodiesel

A produção e consumo de biodiesel impactam em diversos segmentos: social, profissional, econômico, financeiro, tecnológico e ambiental. A cadeia produtiva do

biodiesel agrega benefícios aos pequenos produtores rurais, melhorando a geração e a distribuição de renda. Contribui para a erradicação da fome e equilíbrio do êxodo rural, uso de áreas improdutivas para oleaginosas, incentivos fiscais para produtores, redução de importações do produto, pesquisa para melhoria da qualidade dos produtos e busca de novas fontes de matéria-prima, redução de emissões ao meio ambiente e sua degradação, melhoria na qualidade do ar e, conseqüentemente, vida.

Segundo (ESTEVES e PEREIRA, 2016), a partir da produção de biodiesel pelo Brasil, uma nova cadeia produtiva vem se fortalecendo, gerando e multiplicando emprego e renda, tanto na fase agrícola quanto nos mercados de insumos e serviços, bem como nas atividades de produção de biodiesel, transporte, armazenamento, mistura e comercialização de biodiesel. Além disso, vem agregando valor às matérias-primas de oleaginosas produzidas no país.

A produção e consumo deste biocombustível aumenta o número de empregos na indústria e especialmente no campo através do plantio e cultivo de sementes oleaginosas, muitas delas nativas de regiões semiáridas cujo trabalho é escasso e a renda per capita é baixa. É verdade que todo o processo requer uma qualificação no trabalho e cuidado com as culturas que fornecem matéria-prima.

Outro aspecto fundamental na produção de biodiesel diz respeito às questões ambientais. O meio ambiente vem enfrentando sérios problemas causados pela emissão de poluentes provenientes de combustíveis derivados diretamente do petróleo. Sua extração, refinamento, uso e, ainda, os altos índices de elementos nocivos à vida que são liberados na natureza. Máquinas industriais, motores de veículos, em equipamentos de geração de energia, entre outros, lançam toneladas de dióxido de enxofre SO_2 , hidrocarbonetos pesados HC, dióxido de carbono, óxidos de nitrogênio NO_x e outras partículas que causam problemas respiratórios e dermatológicos.

O biodiesel não possui em sua composição o enxofre, fato que contribui significativamente para a redução na emissão de SO_2 causada pelo diesel e que é promotor da chamada chuva ácida. O biodiesel vem de uma fonte renovável e é biodegradável, ou seja, microrganismos vivos podem se decompor até desaparecer completamente da natureza. Contribui para a reciclagem de CO_2 no ciclo do carbono através da fotossíntese realizada pelas culturas vegetais através da absorção de CO_2 e luz solar da atmosfera, sintetizando o gás e transformando-o em energia indispensável para a vida, e também liberando oxigênio na atmosfera, formando assim o ciclo de combustível-planta.

O biodiesel (SANTOS, 2017) ainda contribui significativamente para a redução da poluição da água, uma vez que pode ser produzido pela reciclagem de resíduos de óleos utilizados na fritura de alimentos, evitando sua liberação nas águas do rio. Além disso, por ser um produto oxigenado, tem uma combustão mais completa, o que resulta em uma redução significativa de odores. Não contém aromáticos, que são tóxicos e muitos são carcinogênicos e mutagênicos.

O biodiesel tem um maior número de cetano (NC) do que o diesel. Este número é um indicador da qualidade de ignição do óleo diesel ou biodiesel e mede a rapidez com que este combustível entra em ignição a uma dada pressão e temperatura. Este fator proporcionará menos atraso entre sua injeção e início da combustão, melhoria da partida a frio do motor, redução da emissão de fumaça branca, ruído do motor e emissões de partículas.

O biodiesel funciona em motores convencionais sem a necessidade de ajustes e / ou modificações de acordo com o Programa de Ensaio coordenado pelo Ministério da Ciência e Tecnologia, que contou com a presença da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA). Além disso, por ser mais lubrificante, permite um aumento na vida útil dos motores (ESTEVEZ e PEREIRA, 2016).

Por outro lado, o biodiesel apresenta também algumas desvantagens, como: dificuldade no processo de obtenção; devastação da vegetação natural para o cultivo de oleaginosas que servirão como matéria-prima; custo da produção consideravelmente superior ao dos combustíveis normais; requer mão-de-obra qualificada em sua produção em larga escala, especialmente nas áreas de química orgânica, bioquímica, físico-química, mecânica, produção, segurança do trabalho e manipulação de substâncias tóxicas e corrosivas; requer equipamentos sofisticados para o processo produtivo.

Segundo (MARTINS, 2016) o biodiesel ataca levemente polímeros e borrachas, o processo de fabricação é ineficiente apresentando perdas de 20% em relação ao poder calorífico do óleo inicial, não pode ser usado em temperaturas negativas pois seu ponto de congelamento acontece por volta do 0°C e ainda o poder calorífico é cerca de 10% inferior ao óleo Diesel e emitem maior quantidade de Nox.

De acordo com (EIA, 2016), em algumas partes do mundo, grandes áreas de vegetação natural e florestas foram desmatadas e queimadas para cultivar soja e palmeiras para produzir biodiesel. Os impactos ambientais negativos desse desmatamento e

queimadas podem ser maiores do que quaisquer benefícios potenciais do uso de biodiesel produzido a partir de soja e palmeiras.

No entanto, de acordo com (ESTEVES e PEREIRA, 2016), os efeitos líquidos sobre o meio ambiente são altamente favoráveis ao biodiesel, especialmente quando se considera todo o ciclo de vida do produto, abrangendo desde a produção de sementes, cultivo, colheita, transporte, armazenamento, processamento e consumo. Além disso, o investimento em biodiesel cumpre os compromissos da Convenção do Clima e pode fornecer créditos de carbono no âmbito do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) do Protocolo de Quioto.

6.3 GÁS NATURAL VEICULAR (GNV)

De acordo com o glossário da Matriz Energética Nacional 2030 do Ministério das Minas e Energias (MME, 2007), Gás Natural ou Gás é todo hidrocarboneto ou mistura de hidrocarbonetos que permaneça em estado gasoso ou dissolvido no óleo nas condições originais do reservatório, e que se mantenha no estado gasoso nas condições atmosféricas normais. É extraído diretamente de reservatórios petrolíferos ou gaseíferos, incluindo gases úmidos, secos, residuais e gases raros (gases nobres).

Com processamento do gás natural úmido nas Unidades de Processamento de Gás Natural – UPGNs, são obtidos: o gás seco ou gás residual constituído basicamente por metano (CH_4) o qual não contém líquidos comercialmente recuperáveis; o líquido de gás natural (LGN), que contém em sua essência propano (C_3H_8) e butano (C_4H_{10}) que formam o gás liquefeito de petróleo – GLP.

O gás natural pode ser classificado em duas categorias: o associado que é aquele que, no reservatório geológico, se encontra dissolvido no petróleo ou sob a forma de uma capa de gás; o não associado aquele livre do óleo e da água no reservatório e sua concentração é predominante na camada rochosa, permitindo a produção basicamente de gás natural.

Os campos de exploração podem estar situados na terra, também chamados de on-shore, ou no mar, estes denominados de off-shore. Segundo dados da ANP, o gás natural produzido no Brasil é predominantemente de origem associada ao petróleo e se destina a diversos mercados de consumo, sendo os principais, a geração de energia termelétrica, nas indústrias, na petroquímica, sistemas de transportes veicular, comércio, serviços, domicílios, dentre outros.

6.3.1 Obtenção do Gás Natural

O processo de obtenção do gás natural inicia-se a partir de estudos realizados na estrutura e processos da terra por geólogos na tentativa de localizar possíveis reservas. Se um local parecer promissor, um poço exploratório é perfurado e testado. Uma vez comprovada a viabilidade econômica para a produção, um ou mais poços de produção são perfurados para a formação e o gás natural flui através dos poços até a superfície. Vale ressaltar que em um poço geralmente se tem a extração simultânea de gás, óleo, água e impurezas.

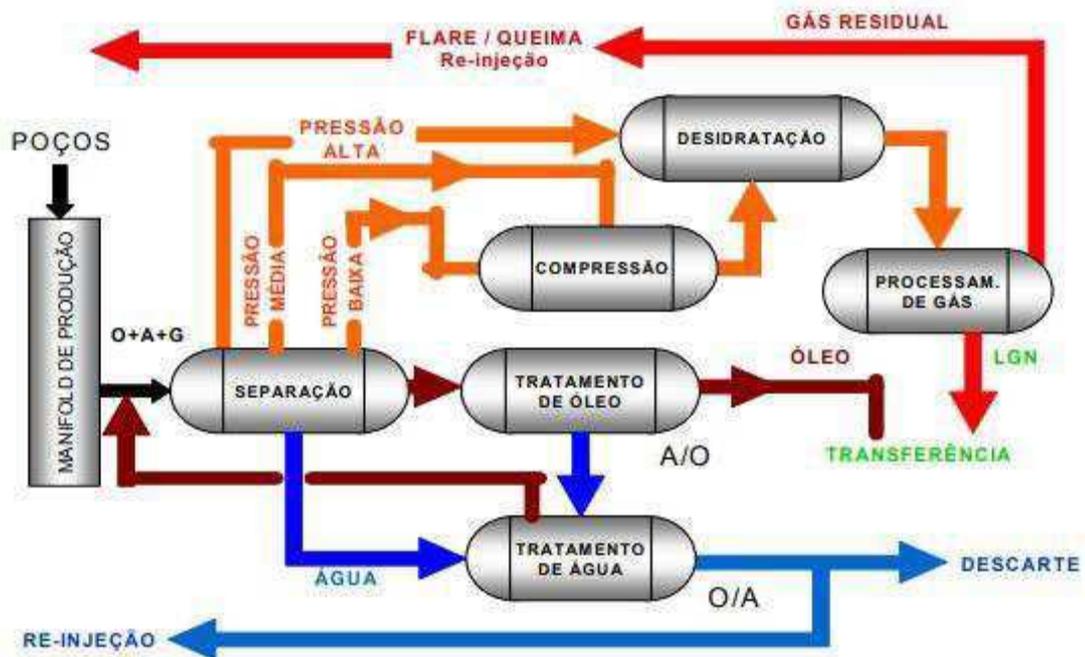
Uma vez verificada a viabilidade do poço uma nova etapa chamada de “completação” se inicia, a qual consiste num conjunto de operações destinadas a equipar o poço para produzir óleo ou gás ou ainda para injetar fluidos nos reservatório. Nesta etapa são realizadas: Instalação dos equipamentos de superfície – a cabeça de produção é conectada à cabeça de poço para permitir o acesso ao seu interior; Condicionamento do poço - descida uma coluna de modo a deixar o interior do revestimento em condições para receber os equipamentos necessários; Substituição do fluido do interior do poço por um fluido de completção; Avaliação da qualidade da cimentação; Canhoneio – perfuração do revestimento, cimento e formação através de cargas explosivas para permitir o contato entre o interior do poço e a formação produtora; Instalação da coluna de produção e, por fim, colocação do poço em produção.

Após a completção segue o processo de elevação que pode ser natural quando o fluxo de fluido chega espontaneamente na superfície por conta da elevada pressão interna do poço ou de forma artificial através dos seguinte métodos:

- ✓ Gas lift – quando se introduz gás comprimido na coluna de produção;
- ✓ Bombeio centrífugo submerso – aplicado em poços com fluidos de elevada viscosidade e poços com elevadas temperaturas;
- ✓ Bombeio mecânico com hastes – o movimento rotativo de um motor é transmitido para o fundo do poço através da coluna de hastes, acionando a bomba que eleva os fluidos produzidos até à superfície;
- ✓ Bombeio por cavidades progressivas – aplicado sobretudo na produção de fluidos com alta ou baixa viscosidade e em poços pouco profundos.

Finalmente, após a elevação do fluido, este passará pelo processo de separação e tratamento realizados nas Unidades de Processamento de Gás Natural (UPGN). Nessas

estações de tratamento ocorre a separação do metano e etano (gás residual) dos demais hidrocarbonetos pesados desde o propano até o hexano, pelo processo de dessulfurização, desidratação e pela retirada de demais contaminantes. A Figura 6.6 mostra um fluxograma do processamento primário de fluidos oriundos de poços de petróleo.



Fonte: (ANDRADE, 2009).

Figura 6. 6 Processo de extração do Gás Natural

6.3.2. Características Físico-Químicas do Gás Natural

O gás natural é encontrado na natureza como uma mistura variada de hidrocarbonetos gasosos como Metano, Etano, Propano e Butano sendo o preponderante o Metano. Em sua composição também encontramos o Dióxido de Carbono (CO_2), o Nitrogênio (N_2), Hidrogênio Sulfurado (H_2S), Água (H_2O), Ácido Clorídrico (HCl), Metanol e impurezas mecânicas.

A presença e proporção destes elementos depende fundamentalmente da localização do reservatório, se em terra ou no mar “onshore” ou “offshore” respectivamente, sua condição de associado ou não, do tipo de matéria orgânica ou mistura do qual se originou,

da geologia do solo e do tipo de rocha onde se encontra o reservatório, processo de produção, coleta, condicionamento e escoamento.

Para exemplificar a diversidade e a variabilidade da composição do Gás Natural Bruto, bem como a predominância do gás Metano, apresentamos a seguir a Tab. (6.2) Composição do Gás Natural Bruto em Alguns Países.

Tabela 6. 2 Composição do Gás Natural Bruto em Alguns Países e regiões do Brasil
Fonte: (GASNET, 2013)

| ORIGEM | COMPOSIÇÃO EM % VOLUME | | | | | | Densidade | Poder Calorífico Superior (MJ / Nm ³) |
|---------------------|------------------------|------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------|-----------------|-----------|---|
| | País / Campo | Metano CH ₄ | Etano C ₂ H ₆ | Propano C ₃ H ₈ | C ₄ e Maiores | CO ₂ | | |
| USA/Panh. | 81,8 | 5,6 | 3,4 | 2,2 | 0,1 | 6,9 | - | 42,7 |
| USA/Ashlaw | 75,0 | 24,0 | - | - | - | 1,0 | - | 46,7 |
| Canadá | 88,5 | 4,3 | 1,8 | 1,8 | 0,6 | 2,6 | - | 43,4 |
| Rússia | 97,8 | 0,5 | 0,2 | 0,1 | 0,1 | 1,3 | - | 39,6 |
| Austrália | 76,0 | 4,0 | 1,0 | 1,0 | 16,0 | 2,0 | - | 35,0 |
| França | 69,2 | 3,3 | 1,0 | 1,1 | 9,6 | 0,6 | - | 36,8 |
| Alemanha | 74,0 | 0,6 | - | - | 17,8 | 7,5 | - | 29,9 |
| Holanda | 81,2 | 2,9 | 0,4 | 0,2 | 0,9 | 14,4 | 0,640 | 31,4 |
| Pérsia | 66,0 | 14,0 | 10,5 | 7,0 | 1,5 | 1,0 | 0,870 | 52,3 |
| Mar do Norte | 94,7 | 3,0 | 0,5 | 0,4 | 0,1 | 1,3 | 0,590 | 38,6 |
| Argélia | 76,0 | 8,0 | 3,3 | 4,4 | 1,9 | 6,4 | - | 46,2 |
| Venezuela | 78,1 | 9,9 | 5,5 | 4,9 | 0,4 | 1,2 | 0,702 | 47,7 |
| Argentina | 95,0 | 4,0 | - | - | - | 1,0 | 0,578 | 40,7 |
| Bolívia | 90,8 | 6,1 | 1,2 | 0,0 | 0,5 | 1,5 | 0,607 | 38,8 |
| Chile | 90,0 | 6,6 | 2,1 | 0,8 | - | - | 0,640 | 45,2 |
| Brasil | | | | | | | | |
| Rio de Janeiro | 89,44 | 6,7 | 2,26 | 0,46 | 0,34 | 0,8 | 0,623 | 40,22 |
| Bahia | 88,56 | 9,17 | 0,42 | - | 0,65 | 1,2 | 0,615 | 39,25 |
| Alagoas | 76,9 | 10,1 | 5,8 | 1,67 | 1,15 | 2,02 | - | 47,7 |
| Rio Grande do Norte | 83,48 | 11 | 0,41 | - | 1,95 | 3,16 | 0,644 | 38,54 |
| Espírito Santo | 84,8 | 8,9 | 3,0 | 0,9 | 0,3 | 1,58 | 0,664 | 45,4 |
| Ceará | 76,05 | 8,0 | 7,0 | 4,3 | 1,08 | 1,53 | - | 52,4 |

Diante de tanta variedade na composição do gás natural, a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis-ANP, instituiu a RESOLUÇÃO ANP Nº 16/2008 que estabelece a especificação do gás natural de origem nacional ou importado a ser comercializado em todo território do Brasil, conforme ilustra a Tab. (6.3).

Tabela 6. 3 : Especificação do gás natural.

| Fonte: (ANP-2008, adaptada) | | | | |
|---|--------------------|--------------------|-----------------|------------------------------|
| Característica | Unidade | Limite | | |
| | | Norte | Nordeste | Centro-Oeste/ Sul/Sudeste |
| Poder calorífico superior | Kj/m ³ | 34.000 a 38.400 | 35.000 a 43.000 | |
| | kWh/m ³ | 9,47 a 10,67 | 9,72 a 11,94 | |
| Metano, mín. | % mol | 68 | 85 | |
| Etano, máx. | % mol | 12 | 12 | |
| Propano, máx. | % mol | 3 | 6 | |
| Butano e mais pesados, máx. | % mol | 1,5 | 3,0 | |
| Oxigênio, máx. | % mol | 0,8 | 0,5 | |
| Inertes (N ₂ + CO ₂), máx. | % mol | 18 | 8 | 6 |
| CO ₂ , máx. | % mol | 3 | | |
| Enxofre total, máx. | mg/m ³ | 70 | | |
| Gás sulfídrico (H ₂ S), máx. | mg/m ³ | 10 | 13 | 10 |
| Ponto de orvalho de água a 1 atm, máx. | °C | -39 | -39 | -45 |
| Ponto de orvalho de hidrocarbonetos a 4,5 Mpa, máx. | °C | 15 | 15 | 0 |

Algumas características físico-química importantes do Gás Natural são mostradas na Tab. (6.4).

Tabela 6. 4 : Características físico-química do Gás Natural

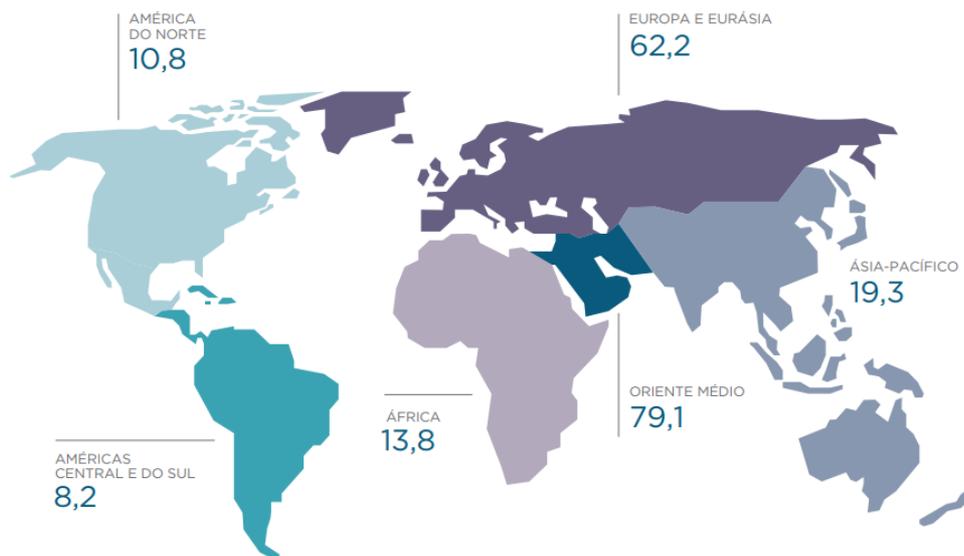
Fonte: (GASMIG, 2019)

| Características do combustível | Valores |
|--|--|
| Poder calorífico | 8.362 à 10.273kcal/m ³ |
| Temperatura de ignição espontânea | 482 à 632°C |
| Velocidade de chama | 30 – 50cm/s |
| Limite de inflamabilidade | 5 – 15% em volume |
| Temperatura de chama | 1945°C com ar 2.810°C com oxigênio |
| Ponto de ebulição | -162°C |
| Ponto de fulgor | -187,8°C |
| Densidade absoluta | 0,65 à 0,80 kg/m ³ a (20°C;1 atm) |

6.3.3 Gás Natural: O Cenário Mundial e do Brasil

O Anuário Estatístico Brasileiro de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis 2018 (ANP, 2018) consolida os dados referentes ao desempenho da indústria e do sistema de abastecimento de petróleo, gás natural e biocombustíveis no período de 2008 a 2017 e No ranking de países com maiores reservas provadas de gás natural, o primeiro lugar foi ocupado pela Rússia, com 35 trilhões de m³ (18,1% do total mundial). Em seguida, vieram Irã, com 33,2 trilhões de m³ (17,2% do total) e Catar, com 24,9 trilhões de m³ (12,9% do total mundial). Juntos, esses três países responderam por 48,1% das reservas globais de gás natural. O Brasil ocupa a 37ª posição no ranking mundial sendo que 83,5% das reservas provadas encontram-se no estado do Rio de Janeiro.

A Figura 6.7 nos mostra a distribuição das reservas provadas de gás natural nos diversos continentes sendo o Oriente médio a maior delas.

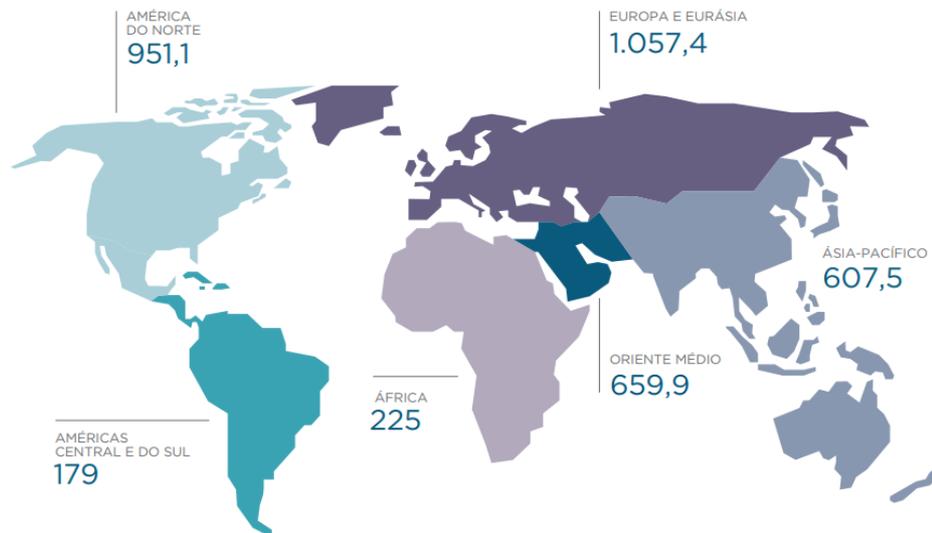


Fonte: (ANP, 2018)

Figura 6. 7 Reservas provadas de gás natural em trilhões m³.

No que se refere à produção de gás natural o anuário destaca ainda que os Estados Unidos se mantiveram em primeiro lugar, com 734,5 bilhões de m³ (20% do total mundial), seguido pela Rússia, com 635,6 bilhões de m³ (17,3% do total mundial). O Brasil se situou na 30ª posição no ranking mundial de produtores de gás natural, com produção de 27,5 bilhões de m³ (0,7% do total mundial).

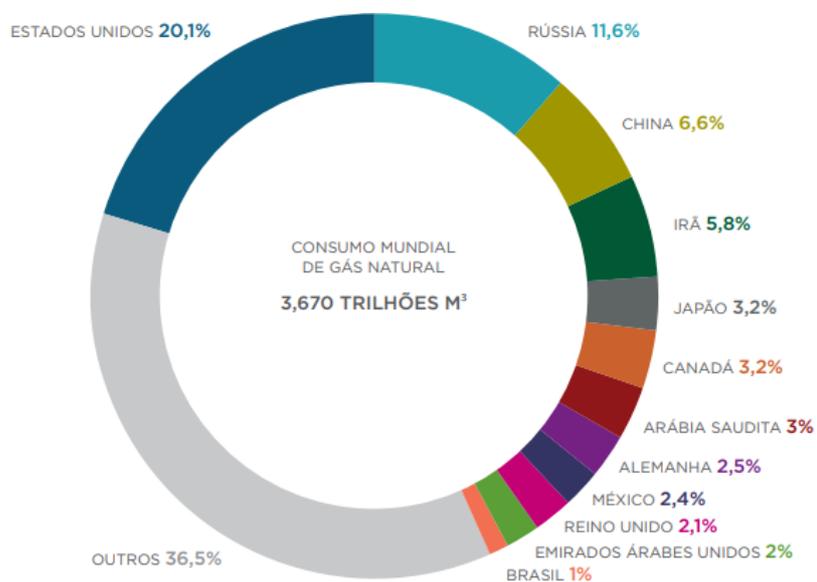
A Figura 6.8 nos mostra a produção de gás natural segundo regiões geográficas evidenciando que a Europa é a região com maior produção de gás natural.



Fonte: (ANP, 2018)

Figura 6. 8 Produção de gás natural segundo regiões geográficas em trilhões m³.

Quanto à questão de consumo mundial do gás natural, em 2017, houve um aumento de 2,7%. No ranking de maiores consumidores de gás natural, os Estados Unidos permaneceram na primeira posição, com 20,1% do total mundial, seguidos da Rússia, com 11,6% do total mundial), enquanto que o Brasil ocupa a 26ª posição com aumento de 1,7% em 2017. A Figura 6.9 nos mostra os maiores consumidores de gás natural no mundo.

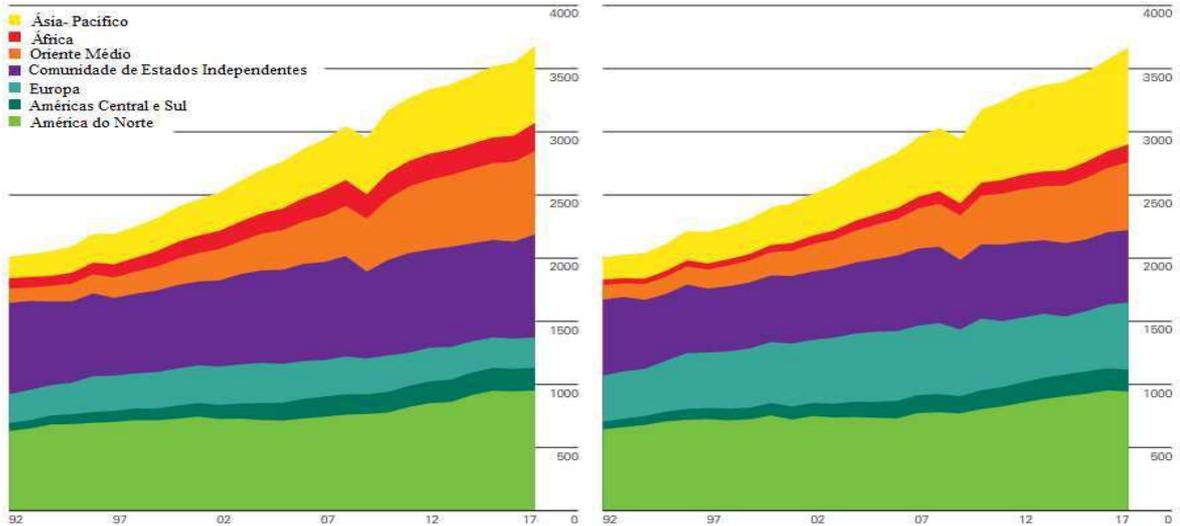


Fonte: (ANP, 2017)

Figura 6. 9 Consumo mundial de gás natural

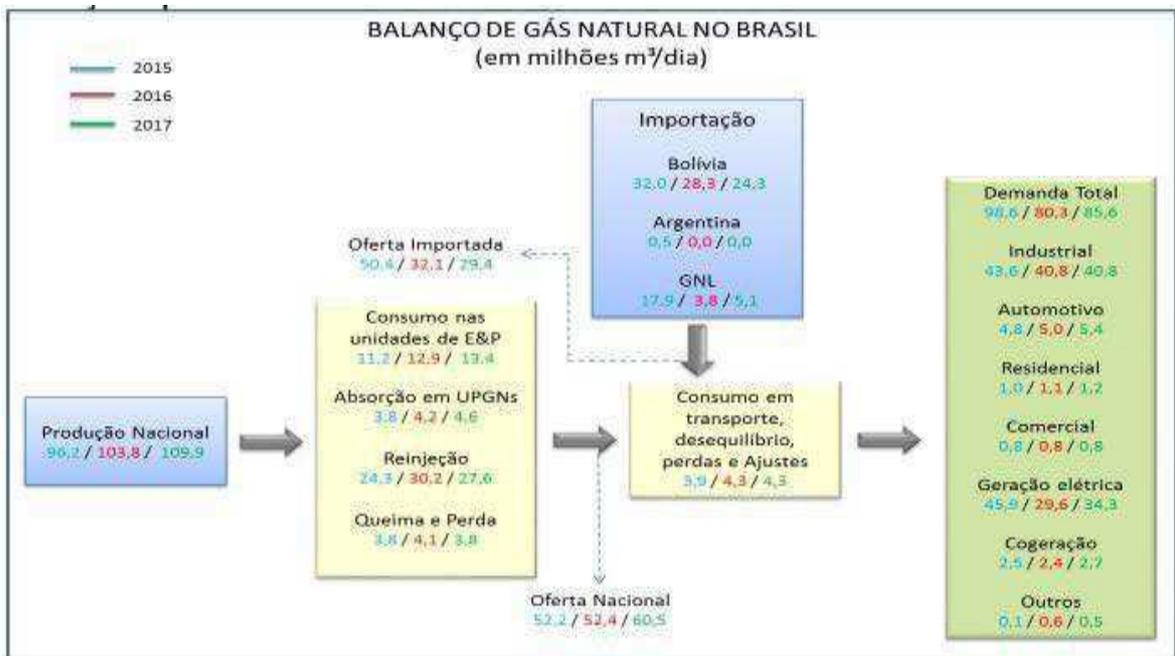
A Figura 6.10 ilustra um comparativo entre valores produtivos e de consumo por continente. De acordo com a BP Statistical Review of World Energy 2018³, a produção global de gás natural aumentou em 4%, sendo na Rússia, Irã e Austrália os maiores crescimentos, respectivamente. Já o consumo de gás aumentou em 3% sendo a China o país com maior contribuição para esse aumento.

³ (BP, 2018)



Fonte: BP Statistical Review of World Energy 2018.
 Figura 6. 10 Comparação entre produção e consumo de gás natural

O Ministério de Minas e Energia em seu Boletim Mensal de acompanhamento da indústria do gás natural de agosto de 2018 (MME, 2018), divulgou o balanço de Gás Natural no Brasil conforme ilustra a Fig. (6.11). Nele podemos observar dados referentes a volumes produzidos nacionalmente, importados, consumidos e as demandas por setor referentes aos anos de 2015 à 2017.



Fonte: www.mme.gov.br Boletim mensal N°138, Agosto de 2018.

Figura 6. 11 Balanço de Gás Natural no Brasil

6.3.4.Vantagens e desvantagens quanto ao uso do Gás Natural Veicular:

De acordo com (PACHECO & CASTRO, 2004), GNV é uma terminologia utilizada para o gás natural usado como combustível para veículos automotores. O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos e gases inertes com predominância de metano (de 78% a 82%), que à temperatura ambiente e pressão atmosférica, permanece no estado gasoso. É um gás inodoro, incolor, não-tóxico.

O GNV possui menor densidade que o ar atmosférico fato que possibilita rápida dissipação na atmosfera em caso de vazamento, reduzindo a probabilidade de concentrações na faixa da inflamabilidade e, ainda, é odorizado para facilitar a detecção de possíveis vazamentos. Possui temperatura de ignição superior ao etanol e à gasolina fato que o torna mais seguro quanto ao manuseio.

A utilização do GNV se reflete em uma economia bastante considerável, haja vista o preço do GNV é menor na bomba e a quilometragem rodada é maior. Além disso é importante frisar que a alíquota do Imposto sobre a Propriedade de Veículos Automotores-IPVA para veículos movidos a GNV é menor variando de Estado para Estado haja vista trata-se de um imposto Estadual.

Os motores que funcionam com GNV possuem maior vida útil, uma vez que o GNV é mais limpo e seco, não se mistura nem contamina o óleo lubrificante e não deixa tanto resíduo de carbono incrustado nos componentes internos do motor. Além disso, as características de sua queima são pouco agressivas ao meio ambiente e os motores possuem maior duração de calibração dentro dos limites de poluentes, por ser um sistema estável.

A conversão do carro para o GNV não extingue a capacidade de utilizar o combustível original seja gasolina e ou etanol. O moderno Kit de 5ª Geração é compatível com a tecnologia utilizada nos veículos atuais de injeção eletrônica.

Por causa das altas pressões de operação, o GNV e a instalação do Kit de Gás são comercializados dentro de elevados padrões de segurança, a saber: DECRETO Nº 1.787, DE 12 DE JANEIRO DE 1996 aponta por características apropriadas o atendimento das exigências técnicas, de segurança e ambientais, editadas pelo Departamento Nacional de Combustíveis – DNC, Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial – INMETRO, Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT, Departamento Nacional de Trânsito – DENATRAN e Conselho Nacional do Meio

Ambiente – CONAMA; Resolução Contran n.º 280, de 30 de maio de 2008, que dispõe sobre a inspeção periódica do sistema de gás natural instalado originalmente de fábrica, em veículo automotor; Portaria Inmetro n.º 257, de 30 de dezembro de 2002, que dispõe sobre a certificação compulsória dos componentes do sistema para gás natural veicular (GNV); Portaria Inmetro n.º 049, de 24 de fevereiro de 2010, que aprovou o Regulamento Técnico da Qualidade (RTQ) 37; Normas ABNT (NBR 11353:2007; NBR 15244:2005; NBR 8689:2012; NBR NM EM 11439:2008).

Os cilindros de armazenamento de GNV são dimensionados para suportar a alta pressão à qual o gás é submetido a qual é limitada em 22,0 Mpa. Em decorrência da alta pressão o GNV apresenta riscos de provocar incêndio e explosão e, em caso de vazamentos, pode ainda causar asfixia. Geralmente na etapa de distribuição é odorizado, para facilitar a detecção de vazamento.

Segundo (GASNET, 2013) o uso adequado do GNV, pode reduzir as emissões de monóxido de carbono (CO) em cerca de 76%, de óxido de nitrogênio (No_x) em 84% e de hidrocarbonetos pesados (CnHm) em 88%, praticamente eliminando as emissões de benzeno e formaldeídos cancerígenos.

CAPÍTULO VII

EMISSÕES VEICULARES

7.1 EMISSÕES VEICULARES

É do conhecimento que os motores de combustão interna têm a função de transformar energia térmica em trabalho mecânico útil. Durante o processo de combustão da mistura de combustível e ar (geração de calor), uma quantidade de gases é produzida e liberada no ambiente pelo sistema de exaustão desses motores. Quando essas máquinas foram inventadas, seus criadores podem não ter tido a noção de que os gases gerados seriam agressores à natureza. O constante crescimento populacional, a crescente demanda pelo uso desses motores e as observações do impacto na natureza, entre eles o efeito estufa, aquecimento global e a agressão à saúde humana, evidenciados principalmente a partir do final do século passado, levou os cientistas a estudar o problema das emissões gasosas destas máquinas.

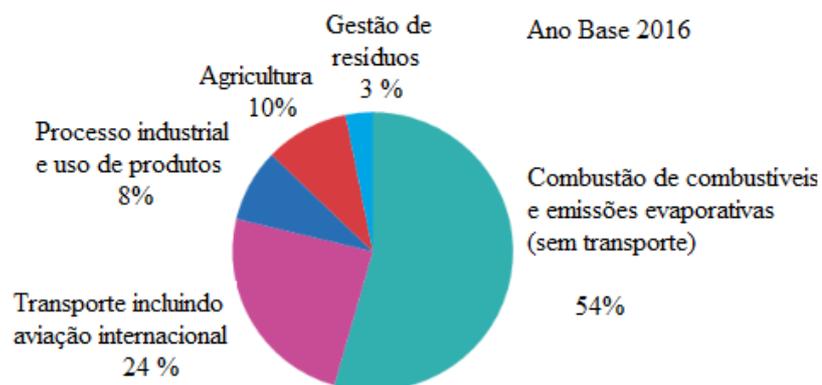
É fato que a invenção dos motores de combustão trouxe grandes benefícios para a humanidade. Essas máquinas são utilizadas em unidades geradoras de energia elétrica, equipamentos agrícolas, navios, trens, aviões e veículos automotores para o transporte de pessoas e / ou cargas.

Enquanto operam, estes motores admitem uma certa quantidade de ar e combustível que sofre um processo de combustão no interior dos cilindros, resultando na descarga para a atmosfera de numerosas substâncias gasosas, líquidas e também de material sólido. Dependendo da composição do combustível, a reação química irá gerar dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), água, óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (HCs), formaldeído (HCHO) e material particulado (PM).

De acordo com a Agência Europeia do Ambiente (EEA, 2017), o setor dos transportes rodoviários foi o maior contribuinte para as emissões totais de Nox e o segundo maior emissor de carbono negro (BC) em 2015, embora as emissões do setor dos transportes rodoviários tenham diminuído consideravelmente 25% desde o ano 2000.

“As emissões de carros a diesel causam cerca de 5.000 mortes prematuras anualmente na União Europeia, Noruega e Suíça” foi a conclusão de um estudo recente realizado pelo Instituto Meteorológico Norueguês em cooperação com o Instituto Internacional de Análise de Sistemas Aplicados da Áustria e a Universidade Chalmers de Tecnologia na Suécia (JONSON, BORKEN-KLEEFELD, *et al.*, 2017).

O gráfico mostrado na Fig. (7.1) ilustra a percentagem de contribuição das emissões por setor na União Europeia no ano de 2016. Observamos que cerca de 78% das emissões liberadas no meio ambiente são provenientes da combustão de combustível e do setor de transporte onde os motores de combustão são amplamente utilizados.



Fonte: Adaptado de (EUROSTAT, 2018)

Figura 7. 1 Emissão de gases de efeito estufa

7.2 UMA BREVE HISTÓRIA

A Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente Humano, conhecida como Estocolmo-72, foi o ponto de partida para debates sobre questões ambientais globais. A exploração dos recursos naturais, a devastação das florestas, a degradação dos ecossistemas, o uso de combustíveis fósseis, a industrialização e a produção de resíduos nas grandes cidades foram problemas abordados na conferência. Seguiu-se o Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (PNUMA), que estipulou ações para a proteção do meio ambiente no contexto do desenvolvimento sustentável.

Em 1987, a Comissão Mundial sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento, liderada pelo Primeiro Ministro norueguês Gro Harlem Brundtland, apresentou o documento Nosso Futuro Comum, mais conhecido como Relatório Brundtland. O documento passou a usar o termo “desenvolvimento sustentável” com a seguinte definição: como as gerações atuais atendem às suas necessidades, sem comprometer a capacidade das gerações futuras de atender suas próprias necessidades.

Em 1992, a Conferência das Nações Unidas sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento foi realizada no Rio de Janeiro e ficou conhecida como Rio-92. O objetivo da declaração final (RAMID e RIBEIRO, 1992) era estabelecer uma nova e justa parceria global, criando novos níveis de cooperação entre Estados, setores-chave da sociedade e indivíduos, trabalhando para a conclusão de acordos internacionais que respeitem os interesses de todos e protejam a integridade do ambiente global e sistema de desenvolvimento, reconhecendo a natureza integral e interdependente da Terra.

Derivando da Rio-92, o Protocolo de Kyoto estabeleceu normas para reduzir as emissões de gases que agravam o efeito estufa e que são consideradas causadoras do aquecimento anormal do planeta. Em segundo lugar, (VELA, 2018) o Protocolo de Kyoto determinou as taxas de redução para os países industrializados desenvolvidos, com porcentagens diferenciadas de acordo com as emissões de cada país. Países subdesenvolvidos também foram engajados por uma redução no uso de combustíveis fósseis, embora sem metas definidas.

A Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudanças Climáticas (UNFCCC) foi estabelecida durante a Cúpula Rio-92, com o objetivo de estabilizar as concentrações de gases de efeito estufa (GEE) na atmosfera em um nível que evitaria interferência antrópica perigosa no sistema climático. A Convenção das Partes (COP) foi criada neste período. É o órgão supremo da UNFCCC conforme (MMA, 2018) e que manter regularmente sob exame a evolução dos principais alvos e tomar as decisões necessárias para promover a implementação efetiva da Convenção-Quadro. A COP realiza reuniões anuais desde 1995 e, desde então, reuniões significativas incluíram a COP3, quando o Protocolo de Kyoto foi adotado, a COP11 com a implementação do Plano de Ação de Montreal e a COP17 em Durban, com a criação do Green Climate Fund.

Realizada em Joanesburgo em 2002, a Cúpula Mundial sobre Desenvolvimento Sustentável (Rio +10) discutiu mecanismos para implementar as diretrizes do Protocolo de Kyoto. De acordo com (DINIZ, 2002), o objetivo da conferência era obter um plano de

ação factível. A Rio + 10 destacou-se mais por mencionar os problemas da globalização e por detalhar um plano de implementação que, embora sem trazer metas quantitativas, iniciou uma ação coletiva em prol da proteção ambiental combinada com o desenvolvimento econômico e social.

A Conferência do Clima (COP21), realizada em Paris em 2015, representou um marco histórico. Após 21 anos de estudos e tentativas de formalizar um acordo global, o primeiro acordo global consensual sobre o assunto foi finalmente assinado. Os 195 países concordaram em interromper as emissões e controlar o aumento da temperatura média global, limitando-a em +1,5°C até 2100. Vale ressaltar que esse acordo não especifica quanto cada país deve reduzir suas próprias emissões, mas cada um deles devem definir sua contribuição nacional e estabelecer seus próprios objetivos e metas para retardar o crescimento das emissões. Um bom resumo foi o discurso apresentado pelo primeiro-ministro do Reino Unido, David Cameron segundo (MORGAN, 2016): “Hoje é um dia importante. As conversações na conferência da COP21 em Paris culminaram em um acordo global, com todos os países do mundo agora inscritos para desempenhar o seu papel na interrupção da mudança climática. Em outras palavras, esta geração tomou medidas vitais para garantir que nossos filhos e netos vejam que cumprimos nosso dever de assegurar o futuro do nosso planeta”.

A Convenção das Partes COP23, realizada em novembro de 2017 em Bonn, na Alemanha teve como principal objetivo discutir os próximos passos para a implementação do Acordo de Paris antes de 2020. Os delegados de 190 países se concentraram nas seguintes perguntas para traçar os próximos passos: Onde estamos? Onde queremos ir? Como queremos chegar lá?

De acordo com (RESENDE, 2017) o primeiro-ministro de Fiji e presidente da COP23, Bainimarama, listou os principais resultados: a formação da Grande Coalizão, o Caminho do Oceano e o Plano de Ação de Gênero e a Plataforma dos Povos Indígenas. E, no entanto, uma parceria global foi lançada para fornecer milhões para as pessoas mais vulneráveis do planeta.

A mais recente Convenção das Partes foi a COP25 realizada em Madri em dezembro de 2019. Foi considerada frustrante por adiar para 2020 a tomada de decisões concreta sobre ações coordenadas entre países contra o aquecimento global. O grande mérito se deu através da mobilização da sociedade civil principalmente ação dos jovens em apoio às exigências de urgência nas tomadas de decisões expressos pela comunidade científica.

7.3 EMISSÕES GASOSAS.

Os poluentes do ar podem ser classificados como primários (emitidos diretamente para a atmosfera) ou secundários (formados na atmosfera a partir de poluentes precursores). Os principais poluentes atmosféricos incluem PM primário, BC, óxidos de enxofre (SO_x), NO_x (que inclui NO e NO_2), NH_3 , CO, metano (CH_4), compostos orgânicos voláteis não metânicos (NMVOCs), benzeno C_6H_6 , certos metais e hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (PAHs, incluindo Benzo [a] pireno BaP). Os poluentes atmosféricos secundários incluem PM secundário, O_3 e NO_2 .

Nesta pesquisa, restringiu-se apenas a explorar as emissões veiculares. Segundo (MARTINS, 2016), há três modos conhecidos de emissões gasosas de poluentes dos MCI: a) pela evaporação do combustível no tanque ou nos elementos do circuito de alimentação; b) a emissão para a atmosfera dos gases contidos no poço; c) pelos gases de exaustão.

Emissões gasosas podem incluir:

Monóxido de carbono (CO): gás inodoro e incolor que se une à hemoglobina, causando dor de cabeça e capacidade respiratória reduzida. Em altas concentrações, causa asfixia e pode até matar.

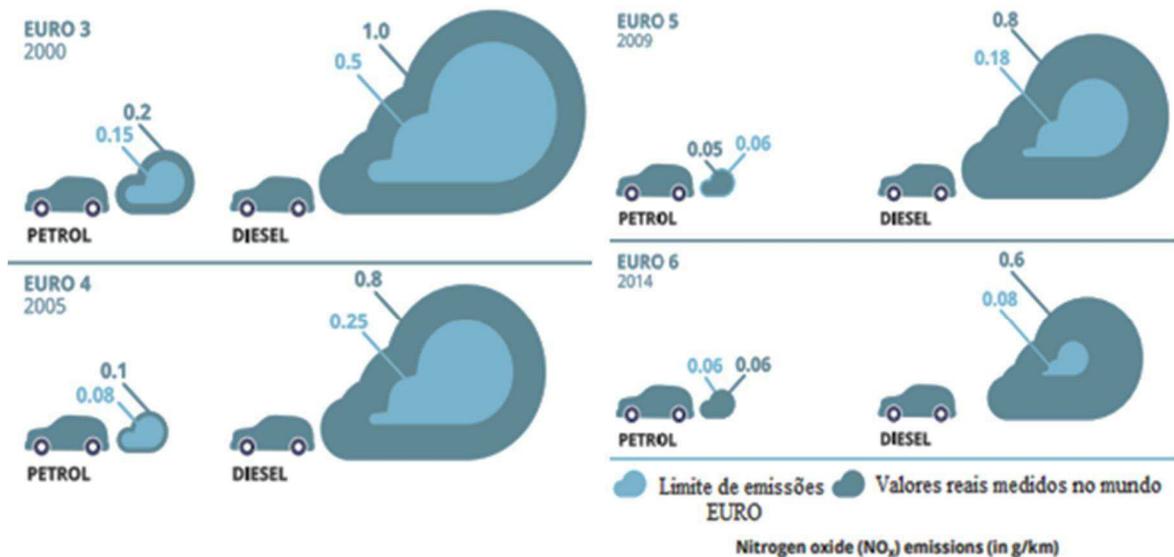
Dióxido de carbono (CO_2): é um produto primário da combustão de hidrocarbonetos e não prejudica o homem, mas é o principal causador do efeito estufa. Sua produção está diretamente relacionada ao consumo de combustível.

Hidrocarbonetos (HC): são compostos que possuem em sua composição átomos de carbono e hidrogênio, como metano, etano, acetileno, aldeídos, tolueno, benzeno e outros hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (PAHs). A maioria é considerada carcinogênica, causa irritações, problemas respiratórios e contribui para o aquecimento global. De acordo com (BRUNETTI, 2015) eles são formados perto das paredes da câmara de combustão onde a temperatura não é suficiente para completar a reação ou em regiões onde a mistura é excessivamente rica ou pobre.

Óxidos de nitrogênio (NO_x): são gases perigosos que contribuem para a formação de fumaça e formam oxidantes, como o ozônio troposférico (O_3), que causa irritação nos olhos e afeta os sistemas respiratórios. Em contato com o vapor de água forma o ácido nítrico que também contribui para a formação de chuva ácida. Ainda de acordo com (MARTINS, 2016) existem duas fontes de geração: o NO_x combustível, formado pelo

nitrogênio presente no combustível e o oxigênio do ar; No_x , formado pelos mecanismos térmicos e imediatos. Redução da temperatura da chama, controle da mistura e do avanço da ignição, geometria da câmara de combustão e projetos de recirculação dos gases de escape são tecnologias atualmente empregadas para reduzir sua emissão.

A Figura 7.2 ilustra uma comparação entre os valores-limite do EURO e os valores reais medidos para as emissões de No_x nos motores a gasolina (gasolina) e diesel.



Fonte: (EEA, 2016).

Figura 7. 2 Limites da EM para emissões reais de óxido de nitrogênio (No_x) (em g/km): comparação entre carros a gasolina e a diesel.

Compostos de enxofre (SO_2 e H_2S): resultam da queima do enxofre existente no combustível que está na maior concentração no diesel. Reduz a visibilidade e provoca chuva ácida, o que provoca a corrosão dos edifícios e a destruição da vegetação.

Material particulado (PM): também conhecido como poluição por partículas, refere-se a uma mistura complexa de partículas extremamente pequenas de material sólido ou líquido que estão suspensas no ar na forma de poeira, névoa, fumaça, fuligem e outras, geradas principalmente pelo Motor a gasóleo. Sua faixa de tamanho está entre 0,002 e 100 μm . Eles são formados em combustão incompleta por baixa temperatura e / ou excesso de combustível. Os efeitos no corpo humano são logo evidentes na alteração da capacidade do sistema respiratório de remover partículas de ar inalado, causando infecções como faringite, rinite, bronquite e pneumonia e outras doenças pulmonares e cardíacas.

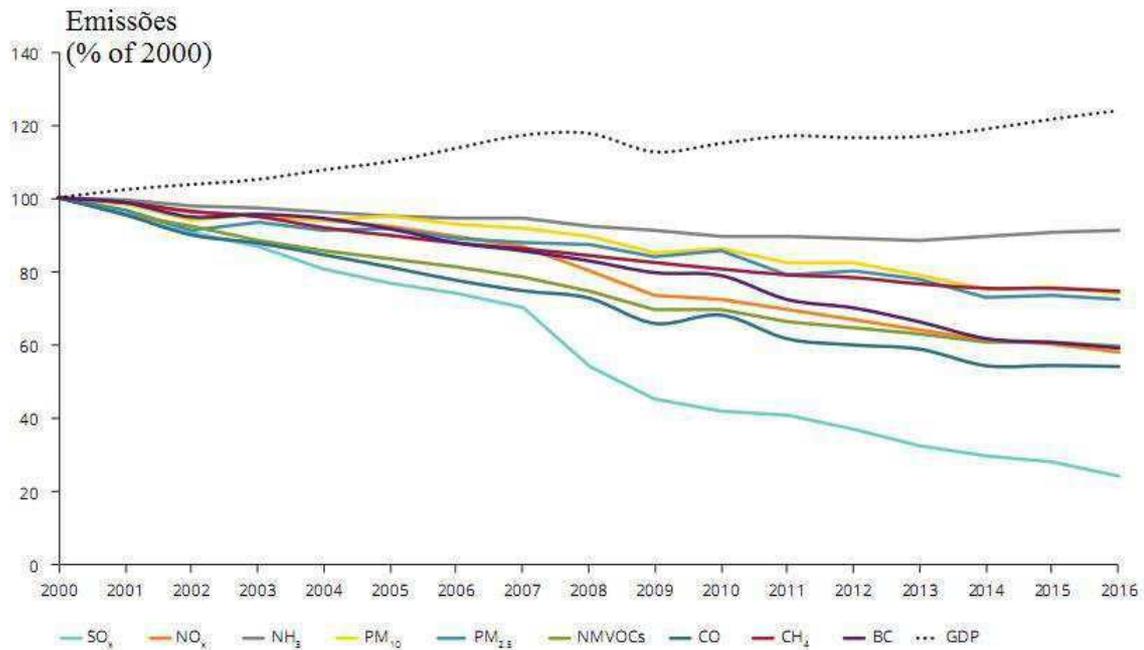
As emissões podem variar dependendo do combustível utilizado, da carga do motor, do tipo de combustão, da mistura ar / combustível e das condições físicas do motor. Nos motores do ciclo Diesel, com ignição por compressão de uma mistura pobre, as emissões são compostas de gases e vapores que consistem em dióxido de carbono, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, óxidos de enxofre e vários hidrocarbonetos e alguns compostos orgânicos voláteis. Esses poluentes do ar ainda podem interagir uns com os outros ou sofrer fotólise, gerando poluentes como ozônio, nitratos de peroxiacetila, entre outros.

Eles também formam material particulado que inclui fuligem, poeira, fumaça e todo o material suspenso no ar. De acordo com (PERIN, 2015) o uso de biodiesel em um motor diesel utilizado em sua investigação mostrou que quanto maior o teor de biodiesel na mistura com diesel e a redução da carga aplicada ao motor, menores são as emissões de CO₂, NO₂, CO, NO e hidrocarbonetos (HCs).

Nos motores ciclo Otto que utilizam gasolina, álcool, misturas de álcool e gasolina (Flex), gases liquefeitos de petróleo (GLP) ou gás natural (GN), onde a ignição é controlada por uma faísca, os principais poluentes liberados são os hidrocarbonetos, óxidos de carbono e aldeídos. No entanto, devido à combustão estequiométrica, estes poluentes são facilmente eliminados pelo conversor catalítico localizado no tubo de escape. A queima do álcool emite menos quantidades de monóxido de carbono e óxido de nitrogênio em comparação com a gasolina. Estudos realizados por (JÚNIOR, 2014) mostraram que o uso de GN e também de biometano em um motor veicular obteve excelentes resultados relacionados aos aspectos de emissões quando comparado ao álcool e principalmente à gasolina sendo o pior.

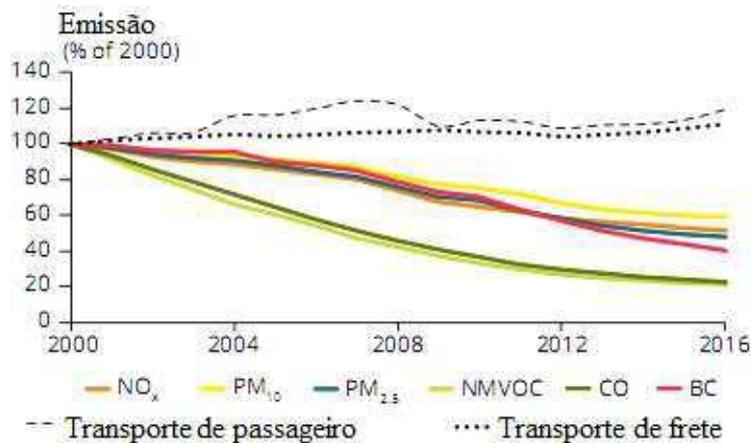
Testes realizados por (COSTA, 2017) em motores de tecnologia bicombustível usando biogás, GN e etanol mostraram reduções significativas nas emissões de No_x, HC e CO quando comparados ao mesmo motor de combustível único. Também foi observado um aumento na eficiência de combustão no modo duplo combustível.

A Figura 7.3 mostra a evolução das emissões globais da EM-28, enquanto a Fig.(7.4) mostra a contribuição para as emissões do setor dos transportes, registradas entre os anos 2000-2015 (% dos níveis de 2000).



Fonte: (EEA, 2018).

Figura 7.3 Emissões totais desenvolvidas na EM-28 entre 2000-2016 (% dos níveis de 2000)



Fonte: (EEA, 2018).

Figura 7.4 Emissões do transporte rodoviário desenvolvidas na EM-28 entre 2000-2016 (% dos níveis de 2000)

Podemos observar que houve uma diminuição nos valores de emissão durante este período. O setor de transporte tem contribuído significativamente para essa redução através de legislação mais rigorosa que tem forçado os fabricantes a implementar mudanças tecnológicas em seus veículos visando maior eficiência energética e redução de emissões visando preservação ambiental e de vida em nosso planeta.

7.4 PADRÕES DE EMISSÕES

7.4.1 Europeu

A Directiva 70/220 / CEE do Conselho, de 20 de Março de 1970, é relativa à aproximação das legislações dos Estados-Membros às medidas a tomar contra a poluição do ar pelas emissões provenientes dos veículos. Esta foi a primeira directiva a limitar os valores nas emissões dos automóveis de passageiros (veículos ligeiros) e baseou-se nos padrões dos EUA.

A Directiva 88/77 / CEE do Conselho, de 3 de Dezembro de 1987, relativa à aproximação das legislações dos Estados-Membros, incidia sobre as medidas a tomar contra a emissão de gases poluentes pelos motores diesel utilizados em veículos pesados.

Em 1991, os valores das emissões foram aplicados aos veículos de passageiros de qualquer cilindrada. Um ano depois foi implementada a norma Euro-1, na qual foram determinados valores diferenciados de emissão para os motores a gasolina e diesel.

Foram adoptados valores mais rigorosos a partir da Directiva 94/12 / CE, que entrou em vigor em 1996. Os automóveis conformes com estes valores foram enumerados no Euro-2. Em 2000 e 2005, Euro-3 e Euro-4, respectivamente, foram implementados, aumentando ainda mais o rigor dos valores das emissões de CO, No_x e PM.

Em 2007, o Parlamento e o Conselho Europeu publicaram o Regulamento⁴ (CE) n.º715 / 2007, relativo à homologação de veículos a motor no que respeita às emissões dos veículos ligeiros de passageiros e comerciais (Euro-5 e Euro-6) e ao acesso ao veículo reparação e manutenção de informações. Euro-5 estava em vigor a partir de setembro de 2009 sobre a homologação de novos tipos de veículos e de janeiro de 2011 sobre a matrícula e venda de veículos novos. A Euro-6, atualmente em vigor, foi aplicada a partir de setembro de 2014 até a homologação e em janeiro de 2015 referente ao registo e venda de veículos novos. A Tab. (7.1) apresenta, de acordo com (FERNANDES, 2016), um resumo dos limites de emissão impostos por cada directiva e / ou regulamento.

⁴ Em (EUR-LEX, 2018) podemos obter os textos das Diretrizes e Regulamentos citados.

Tabela 7. 1: Limites Europeus de emissões veiculares de passageiros em mg/km

| Motor | Classe | Directiva ou Regulamento | Ano | CO | HCT | NMHC | THC + Nox | Nox | PM |
|-----------------|--------|--------------------------------|------|------|-----|------|-----------------|-----|-----|
| Diesel | EURO 1 | 91/441/CE | 1992 | 2720 | - | - | 970 | - | 140 |
| | EURO 2 | 94/12/CE | 1996 | 1000 | - | - | 700 | - | 80 |
| | EURO 3 | 98/69/CE | 2000 | 640 | - | - | 560 | 500 | 50 |
| | EURO 4 | 98/96/CE | 2005 | 500 | - | - | 300 | 250 | 25 |
| | EURO 5 | n°715/2007 | 2009 | 500 | - | - | 230 | 180 | 5 |
| | EURO 6 | n°715/2007 | 2014 | 500 | - | - | 170 | 80 | 5 |
| Gasolina | EURO 1 | 91/441/CE | 1992 | 2720 | - | - | 970 | - | - |
| | EURO 2 | 94/12/CE | 1996 | 2200 | - | - | 500 | - | - |
| | EURO 3 | 98/69/CE | 2000 | 2300 | 200 | - | - | 150 | - |
| | EURO 4 | 98/96/CE | 2005 | 1000 | 100 | - | - | 80 | - |
| | EURO 5 | n°715/2007 | 2009 | 1000 | 100 | 68 | - | 60 | 5 |
| | EURO 6 | n°715/2007 | 2014 | 1000 | 100 | 68 | - | 60 | 5 |

7.4.2. Estados Unidos

Segundo (NESBIT, FERGUSSON, *et al.*, 2016), em 1963, a primeira legislação federal, com o objetivo de conformidade com a poluição do ar, foi aprovada na forma da Lei do Ar Limpo; alguns anos depois, em 1968, o Congresso adotou os padrões de emissões veiculares da Califórnia de 1965 em nível federal. Em 1970, a EPA foi estabelecida para atividades de configurações padrão e fiscalização.

Novas especificações dos Padrões Nacionais de Qualidade do Ar (NAAQS) foram adotadas em 1977 com implicações para o desenvolvimento futuro dos padrões de emissão de veículos.

Outro conjunto de importantes alterações à Lei do Ar Limpo ocorreu em 1990 Clean Air Act Amendments (CAAA), as quais aumentaram substancialmente a autoridade e responsabilidade do governo federal segundo (EPA, 2017). Novos programas regulatórios foram autorizados para o controle de deposição ácida (chuva ácida) e para a emissão de licenças de operação de fonte estacionária. Os Padrões Nacionais de Emissão de Poluentes

Perigosos do Ar (NESHAP) foram incorporados em um programa bastante amplo para o controle de poluentes atmosféricos tóxicos. As disposições para obtenção e manutenção do NAAQS foram substancialmente modificadas e ampliadas. Outras revisões incluíram disposições relativas à proteção do ozônio estratosférico, aumento da autoridade de fiscalização e ampliação dos programas de pesquisa.

Em 1990, ainda de acordo com (NESBIT, FERGUSSON, *et al.*, 2016), novas alterações à Lei do Ar Limpo estabeleceram os níveis Tier 1 aplicáveis a todos os veículos novos, cobrindo CO, No_x, PM e HC. No Nível 1, um conjunto de padrões diferentes para diferentes categorias de veículos foi definido. Em 2000, a EPA promulgou normas de Nível 2 que eram mais rigorosas e, em 2014, foram aprovadas normas de Nível 3, que estão em vigor agora e têm uma estratégia de integração gradual no período de 2017 a 2025.

Os fabricantes devem certificar seus veículos a uma das sete caixas de emissão mostradas na Tab. (7.2). Os veículos são testados pelo procedimento de teste FTP-75 (os limites NMOG + No_x devem ser adicionalmente atendidos durante o ciclo HFET). Os padrões são aplicáveis a todos os veículos, independentemente do tipo de combustível.

Tabela 7. 2: Tier 3 – Padrão de certificação BIN.

Fonte: Adaptado de (DIESELNET, 2016).

| Valores aplicados para Procedimento de Teste Federal (FTP) em 241.500 km | | | | |
|--|--------------------------------------|---------------------|-------------------|----------------------|
| Bin | NMOG+No _x <i>mg/km</i> | PM* <i>mg/km</i> | CO <i>g/km</i> | HCHO <i>mg/km</i> |
| Bin 160 | 99.4 | 1.86 | 2.60 | 2.48 |
| Bin 125 | 77.6 | 1.86 | 1.30 | 2.48 |
| Bin 70 | 43.5 | 1.86 | 1.06 | 2.48 |
| Bin 50 | 31.1 | 1.86 | 1.06 | 2.48 |
| Bin 30 | 18.6 | 1.86 | 0.62 | 2.48 |
| Bin 20 | 12.4 | 1.86 | 0.62 | 2.48 |
| Bin 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| *Em 2017-20, o padrão de PM aplica-se apenas àquele segmento de veículos de um fabricante coberto pelo percentual de vendas de entrada para esse modelo de ano. | | | | |

A regra do Nível 3 também inclui padrões de emissão para veículos pesados (HDV), como caminhonetes e vans para serviços pesados, certificados como veículos completos. As definições das categorias de veículos, incluindo veículos leves (LDV), caminhões leves

(LDT) e veículos de passageiros médios (MDPV) são consistentes com as definições do Nível 2. O quadro 3 mostra que o limite médio dos Gases Orgânicos Não-Metano da frota NMOG + Nox é progressivo a partir de 2017 e atinge 18,6 mg / km em 2025. A Tab. (7.3) ilustra as emissões de NMOG + Nox para rota média em teste FTP.

Tabela 7. 3: Tier 3 – Emissões de NMOG + No_x para rota média em teste FTP

Fonte: Adaptado de (DIESELNET, 2016).

| Valores expressos em (mg/km) | | | | | | | | | |
|--|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Categoria do veículo | 2017* | 2018 | 2019 | 2020 | 2021 | 2022 | 2023 | 2024 | 2025 |
| LDV, LDT1 | 53.4 | 49.1 | 44.7 | 40.4 | 36.0 | 31.7 | 27.3 | 23.0 | 18.6 |
| LDT2, LDT3, LDT4, MDPV | 62.7 | 57.1 | 51.6 | 46.0 | 40.4 | 34.8 | 29.2 | 23.6 | 18.6 |
| * Para LDVs e LDTs acima de 2.72 kg; GVWR e MDPVs, o padrão médio da frota se aplica a partir de maio de 2018. | | | | | | | | | |

7.4.3 Brasil

O Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) e o Programa de Controle da Poluição do Ar por Motocicletas e Veículos Similares (PROMOT) foram criados pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA por meio de Resoluções que estabelecem diretrizes, prazos e padrões legais de emissões admissíveis para as diferentes categorias de veículos a motor, nacionais e importados (CONAMA-, 1986).

A legislação⁵ PROCONVE começou em 1988 e foi implementada gradualmente da seguinte forma:

Veículos ligeiros (L): Veículos ligeiros de passageiros (automóveis) – Veículos a motor concebidos para transportar até 12 passageiros ou seus derivados para o transporte de mercadorias; Veículos comerciais ligeiros (LCV) – Veículos a motor concebidos para o transporte de mercadorias ou para o transporte de mais de 12 passageiros ou com

⁵ Em (IBAMA, 2011) encontram-se todas as Leis, Resoluções CONAMA, Regulamento IBAMA, Instruções Normativas do IBAMA referentes às etapas do PROCONVE / PROMOT.

características especiais para utilização fora de estrada. De acordo com (DIESELNET, 2017) nós temos:

- Os limites do PROCONVE L1 foram introduzidos em fases ao longo de 1988-1991, seguidos pelos padrões de emissão PROCONVE L2 introduzidos gradualmente entre 1992-1996. Esses primeiros padrões eram aplicáveis apenas a carros de passageiros (as emissões de LCV passaram a ser reguladas a partir de 1995). Os limites de ruído para carros e LCVs entraram em vigor em 1994.

- Os regulamentos de emissões do PROCONVE L3 foram adotados em 1993 com implementação de 1997 a 2004. Os limites de L3 foram baseados nos padrões Euro 2.

- As normas de emissão do PROCONVE L4 e L5 foram adotadas em 2002 com datas de implementação no período 2006-2009. As normas L4 / L5 foram baseadas em Euro 3/4, respectivamente. Como 50 ppm de combustível diesel com enxofre não estava disponível em 2009, a fase L4 permaneceu em vigor para os veículos a diesel até o final de 2012.

- Os requisitos OBD para veículos comerciais ligeiros de ciclo Otto produzidos domesticamente e importados foram adotados em 2004.

- As regulamentações do PROCONVE L6 foram introduzidas pela resolução CONAMA N° 415/2009 em 2009, com datas de implementação de 2013-2015.

A mais recente resolução foi a RESOLUÇÃO N° 492, DE 20 DE DEZEMBRO DE 2018 que estabelece as Fases PROCONVE L7 e PROCONVE L8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores.

Veículos pesados (P): É o veículo de auto-propulsão para o transporte de passageiros e / ou carga, com uma massa máxima de mais de 3.856 kg ou massa do veículo em ordem de mais de 2.720 kg, projetado para passageiros e / ou transporte de carga.

- PROCONVE P1 esteve em vigor de 1986 a 1992 e estabeleceu controle de fumaça com limite de opacidade “ $k > 2,5$ ”. Para atingir os objetivos desta fase, os veículos foram submetidos à recalibração de sistemas de injeção de combustível.

- PROCONVE P2, que já era equivalente a Euro 0. Nesta etapa, foram estabelecidos os limites de CO e No_x. Emissões de material particulado não foram legalmente estabelecidas naquele ano, mas foram sugeridas em 0,60 g/kWh. O teor máximo de enxofre do combustível era de 3.000 a 10.000 ppm (partículas por milhão). Para atender a esses padrões, foi necessário fazer alterações nas câmaras de combustão, melhorar a calibração dos sistemas de injeção de combustível e a implementação dos sistemas de refrigeração do ar de admissão.

- O PROCONVE P3 entrou em vigor no Brasil em 1994 e era equivalente ao Euro 1. Estabeleceu limites de emissões significativamente menores para CO, No_x e material particulado. Os caminhões receberam bombas de injeção de alta pressão, turbocompressor e intercooler e cumpriram a nova legislação.

- O PROCONVE P4 instituiu poucas mudanças, como melhorias nos projetos de motores e sistemas de injeção de combustível e no sistema multivalve. Redução nos níveis máximos de CO, No_x e no limite de material particulado (0,15 g/Kw.h). O teor de enxofre permitido para o óleo diesel continuou entre 3000 e 10000 ppm. A fase P4 foi equivalente aos padrões europeus de emissão Euro 2.

- O PROCONVE P5 entrou em vigor em 1998, equivalendo ao Euro 3 e trouxe mudanças significativas. O teor de enxofre foi estabelecido entre 500 e 2.000 ppm, reduções nos limites de CO e No_x e material particulado. Nesta fase, os motores chegam com injeção eletrônica de combustível em alta pressão.

- PROCONVE P6 houve problemas durante a implementação desta fase principalmente em relação ao fornecimento de combustível com teor de enxofre de 50 ppm. É por isso que essa fase não entrou em vigor no Brasil.

- O PROCONVE P7, equivalente ao Euro 5 e em vigor desde 2012, estabeleceu um nível de emissão ainda mais rigoroso, reduzindo CO para 1,50 g/kWh, No_x para 2,00 g/kWh, material particulado até 0,02 g/Kw.h e teor de enxofre 10 ppm. Os fabricantes introduziram duas tecnologias para atender aos requisitos do programa: recirculação dos gases de escape – EGR e redução catalítica seletiva – SCR.

A mais recente resolução foi a RESOLUÇÃO Nº 490, DE 16 DE NOVEMBRO DE 2018 que estabelece a Fase PROCONVE P8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores – PROCONVE para o controle das emissões de gases poluentes e de ruído para veículos automotores pesados novos de uso rodoviário.

Diante do que foi exposto podemos afirmar que o problema das emissões na atmosfera tem sido uma fonte de preocupação e de profundo estudo para muitos pesquisadores. Diante das advertências evidenciadas em diversos trabalhos de pesquisa em todo o mundo, surgiu a necessidade de debates envolvendo lideranças governamentais, entidades governamentais, cientistas, órgãos de proteção ambiental e representantes do setor.

A Rio 92 marcou o momento em que a comunidade política internacional admitiu claramente que era necessário conciliar o desenvolvimento socioeconômico com o uso de

recursos naturais. Os países reconheceram o conceito de desenvolvimento sustentável e começaram a moldar ações que podem agregar componentes econômicos, ambientais e sociais com o objetivo de proteger o meio ambiente e preservar a vida no planeta.

Na área automotiva, os governos implementaram programas e diretrizes que foram gradualmente aprimorados ao longo do tempo para reduzir as emissões de gases de efeito estufa e poluentes perigosos, reduzindo assim os problemas relacionados à saúde humana, ao impacto da natureza e ao aquecimento global.

Obrigações foram impostas aos fabricantes de veículos, uma vez que tiveram que investir em novas pesquisas e encontrar as soluções certas para atingir os baixos níveis de poluentes. Novas tecnologias foram implementadas em veículos como sistemas de injeção eletrônica, conversores catalíticos e redução seletiva, sistemas de recirculação de gases de escape, uso de vapores de combustível e gases do cárter, desenvolvimento de biocombustíveis, entre outros.

Embora a frota de veículos no mundo tenha aumentado, todos esses esforços realizados tiveram um efeito e as emissões automotivas estão sendo significativamente reduzidas. Por exemplo, no Brasil, segundo dados do Ministério do Meio Ambiente (MMA, 2011), uma queda acentuada nas emissões de CO ocorreu de cerca de 5,5 milhões em 1991 para 1,3 milhão de toneladas em 2012. Reduções muito significativas de NO_x ocorreram em 1997, com a entrada em vigor da fase L3 do PROCONVE e uma diminuição nas emissões de material particulado, de modo que em 2012 correspondiam a menos da metade do observado em 2000.

Diante dessa tendência de reduzir as emissões veiculares e, conseqüentemente, melhorar a saúde humana e a qualidade de vida, é louvável a legislação. Os órgãos de supervisão devem agir com mais força e a indústria automotiva deve continuar seus esforços na busca de avanços tecnológicos efetivos a serem implementados nos veículos em um futuro próximo.

CAPÍTULO VIII

METODOLOGIA.

8.1 MÉTODOS E TÉCNICAS

O método experimental consiste essencialmente em submeter os objetos de estudo à influência de certas variáveis, em condições controladas e conhecidas pelo investigador, para observar os resultados que a variável produz no objeto (GIL, 2008). Neste trabalho de investigação fez-se uso do método experimental para estudar o avanço de injeção de biodiesel em um motor dual de ignição por compressão utilizando gás natural e biodiesel.

Técnica é o procedimento ou o conjunto destes que têm como objetivo obter um determinado resultado. Neste trabalho foram utilizadas várias técnicas na tentativa de alcançar os objetivos conforme descrito mais adiante cada uma delas de forma detalhada.

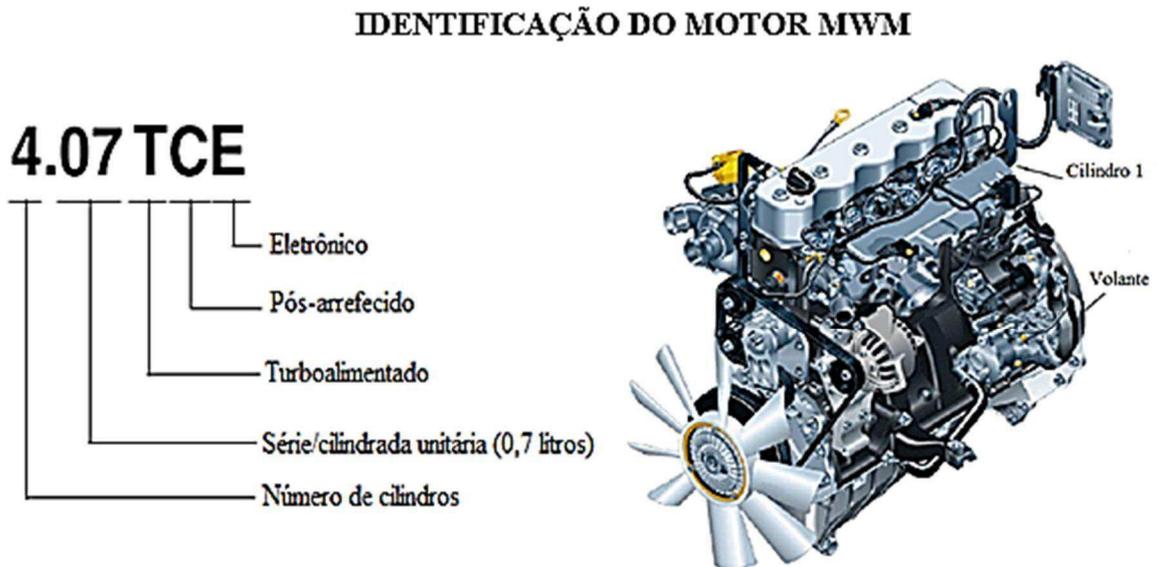
8.2 MATERIAS

Boa parte dos materiais a serem utilizados já se encontram à disposição no laboratório de ensaios de motores e emissões do centro de tecnologia do departamento de engenharia mecânica da UFPB. A seguir faz-se uma breve descrição desses materiais.

8.2.1 Motor MWM 4.07 TCE

Motor a diesel MWM 4.07 TCE com sistema de injeção eletrônica Common Rail. Sua aplicação pode ser encontrada em uma ampla gama de veículos que utilizam este modelo de motor tais como: A caminhonete S10 da GM, micro-onibus Volare, Nissan frontier e Nissan Xterra. Estes dois últimos já sofreram mudanças nos motores durante o

processo desta pesquisa. A Figura 8.1 mostra a imagem do motor e sua respectiva identificação segundo a terminologia MWM.



Fonte: MWM Internacional

Figura 8.1 Identificação do Motor MWM 4.07 TCE

O Apêndice V traz outras informações técnicas as quais foram fornecidas pelo fabricante do motor.

8.2.2 Dinamômetro

Nos vários tipos de dinamômetros elétricos a energia absorvida é transformada em energia elétrica ou como calor resultante das perdas eletromagnéticas (correntes de Foucault) (Martins, 2011).

O dinamômetro utilizado para os ensaios de teste de potência e torque do motor é um dinamômetro LOGS elétrico de corrente de Foucault com capacidade de 410 CV a 4000 RPM, que apresenta rápida resposta a variações de carga, boa robustez e efetuam várias medições em diversos regimes de funcionamento dentro da faixa de utilização do motor. A Figura 8.2 ilustra o conjunto motor e dinamômetro já acoplado com acoplamento flexível do tipo Antaris AT versão especial com espaçador, capaz de absorver choques mecânicos no início da rotação e reduz os problemas de vibrações e ruídos.



Fonte: (SANTOS, 2015)

Figura 8. 2 Dinamômetro LOGS elétrico acoplado ao motor MWM 4.07 TCE

8.2.3 Sistema de aquisição de dados do dinamômetro

A Figura 8.3 mostra a tela visual do Sistema de aquisição de dados DinMon 3 que apresenta as seguintes características:

- 32 entradas analógicas, sendo 16 com condicionadores de sinal para termopares, 16 entradas genéricas;
- 1 entrada digital para medição de rotação;
- 2 saídas analógicas para controle de carga e servo acelerador;
- 1 porta de comunicação para microcomputador RS-232 ou USB, condicionador de sinal para sensor de rotação;
- 1 entrada para célula de carga;
- 1 entrada para o sensor de pressão do óleo;
- 1 entrada para o sensor de temperatura do ar;
- Sensores atmosféricos, pressão barométrica;



Fonte: Elaboração própria

Figura 8. 3 Sistema de Aquisição de dados do dinamômetro LOGS

8.2.4 Sistema de alimentação do gás natural veicular (GNV)

O sistema de alimentação de gás natural veicular é composto por vários componentes os quais faremos uma breve descrição de alguns deles a seguir.

✓ **Reservatório:** O cilindro de GNV a ser utilizado é da marca CILBRAS com capacidade de $29,20 \text{ dm}^3$, peso de 42,10 kg e pressão de armazenamento de 200bar; acoplado a este temos ainda a válvula de cilindro a qual possui três dispositivos de segurança, sendo um limitador de vazão, um para alívio de pressão e outro para bloqueio do gás no interior do cilindro.

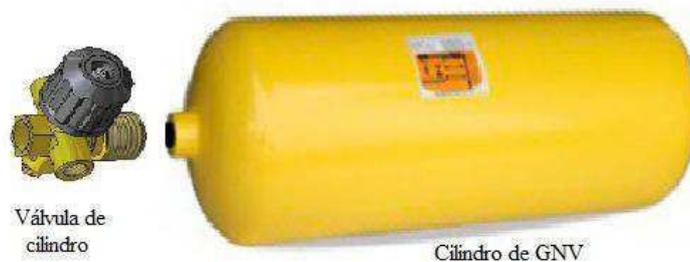


Figura 8. 4 Conjunto cilindro de GNV e válvula de cilindro

✓ **Redutor de pressão NG2-2:** Fabricado pela Landi Renzo o redutor possui dois estágios de membrana com compensação por vácuo, um tubo de entrada e outro de saída para circulação interna da água do radiador no redutor de pressão para evitar a queda interna de pressão e o congelamento do GNV, eletroválvula de gás com filtro incorporado e válvula de segurança interna. Está calibrado para uma pressão de saída de 2 bar (200 kPa) superior à pressão presente no coletor de admissão.

A Figura 8.5 ilustra o redutor de pressão enquanto que a Tab.(8.1) caracteriza as especificações técnicas fornecidas pelo fabricante.



Fonte: Landi Renzo

Figura 8. 5 Redutor de pressão positiva NG2 Landi Renzo.

Tabela 8. 1: Especificações Técnica do Redutor de pressão NG2 – Landi Renzo

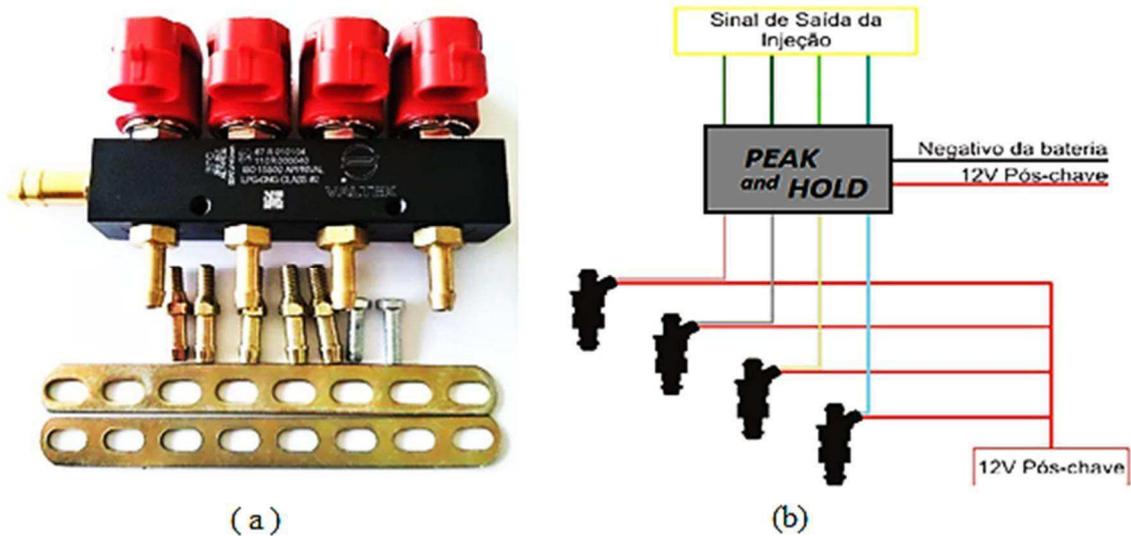
Fonte: Landi Renzo

| | |
|--|-----------------|
| Capacidade nominal operativa | 40 kg/h |
| Temperatura de funcionamento | -20 ÷ 120 °C |
| Pressão abertura da válvula de segurança | 8 bar (800 kPa) |
| Pressão de trabalho aspirado | 2 bar (200 kPa) |
| Características elétricas da bobina | EV 12 V 20 W |
| Peso | 2250 g |
| Homologação: E 4-110R-000022 | E 4-110R-000022 |

✓ **Eletroválvulas de injeção do GNV**

Compõe também o sistema de gás quatro eletroválvulas injetores GI25-65 (fabricante – Landi Renzo) que pode fornece uma potência de até 28Kw/cilindro perfazendo um total

112Kw superior à exigência do motor que é de 103 Kw. Os injetores recebem o gás proveniente do redutor de pressão com pressão na faixa de 2bar. O acionamento dos injetores é do tipo “peak and hold” de forma individual e o gás injetado vai diretamente ao coletor de admissão do motor. Na Figura 8.6 pode-se observar o conjunto de eletroválvulas já instalado e em funcionamento no motor e o esquema de acionamento dos mesmos.



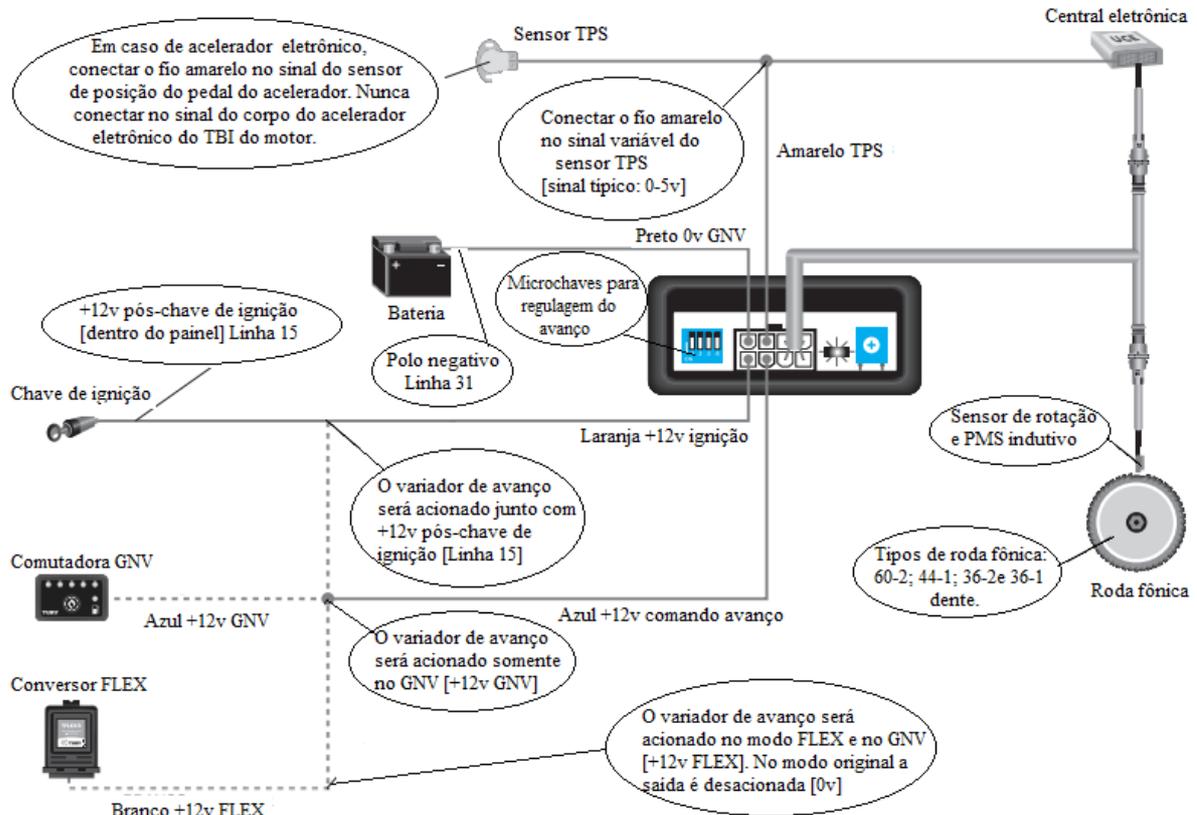
Fonte: Elaboração própria

Fonte: (SANTOS, 2015)

Figura 8. 6 (a) Eletroválvulas; (b) Sistema de acionamento das eletroválvulas

✓ Variador de avanço

O processo de combustão não ocorre igualmente para todos os combustíveis sendo uns mais lentos outros mais rápidos a depender principalmente das características físico-químicas de cada um deles. Dessa forma, dado um motor que seja projetado para trabalhar com um determinado combustível ao substituímos por outro combustível, é de se esperar que, no mínimo, seja necessário ajuste no avanço de ignição para que o motor não perca potência e funcione de forma mais adequada possível. Isto é o que acontece, por exemplo, ao se instalar um kit gás em um veículo cujo motor seja projetado para funcionar com gasolina. Logo, o tempo de ignição precisa ser configurado para atuar de acordo com a queima do GNV e, para que essa variação seja resolvida, é utilizado o variador de avanço. Neste caso não é diferente e, portanto, foi escolhido o variador de avanço T30 universal da Tury para efetuar os ajustes necessários durante nosso trabalho de pesquisa. A Figura 8.7 ilustra o esquema elétrico para instalação do variador de avanço T30 da tury.



Fonte: Tury

Figura 8.7 Esquema elétrico de instalação do variador de avanço Tury T30

Esse variador utiliza o sinal da roda fônica para efetuar o ajuste do avanço e pode ser instalado em roda fônica do tipo 60-2 dentes, que é o nosso caso, ou em configurações do tipo 44-4, 36-2 e 36-1 dente. O ajuste do avanço é feito através das microchaves conforme ilustra a Fig. (8.8), podendo variar o ângulo de 6°, 9°, 12° e 15°.

Chaves 1 e 2: Programam o ângulo de avanço de ignição.



6° de avanço



9° de avanço



12° de avanço



15° de avanço

Chave 3: Programa o tipo de veículo.



Universal



Renault e Volvo

Chave 4: Programa a curva de avanço de ignição.



Curva de avanço 1:
Corte do avanço
em 5500rpm



Curva de avanço 2:
Sem corte do avanço
em alta rotação

Fonte: Tury

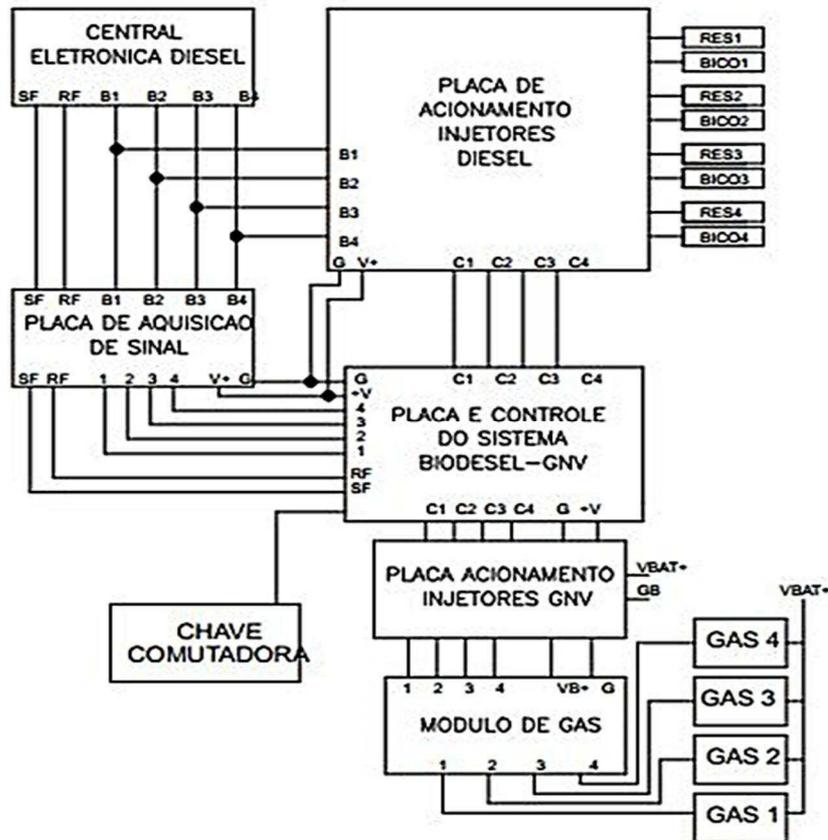
Figura 8. 8 Procedimentos para programação do avanço de ignição

8.2.5 Sistema de controle de injeção Biodiesel – GNV.

O sistema de controle de injeção de Biodiesel/GNV foi desenvolvido por (SANTOS, 2015) durante seu trabalho de doutoramento. O sistema de controle eletrônico foi idealizado para permitir o uso na injeção de biodiesel e GNV. Foi utilizado em sua integralidade o sistema original de injeção common rail e incorporado a este o sistema de injeção do GNV. Ao todo o controle dispõem de outros subsistemas que são:

- Sistema de aquisição de sinais;
- Sistema de controle diesel GNV
- Sistema de acionamento dos injetores diesel;
- Sistema de acionamento dos injetores GNV
- Modulo peak-hold dos injetores do GNV;

Cada subsistemas citado tem funções especifica no sistema de controle biodiesel-GNV conforme é mostrado no fluxograma da Fig. (8.9).



Fonte: (SANTOS, 2015).

Figura 8. 9 Fluxograma do sistema biodiesel-GNV

8.2.6 Analisador de gases e opacímetro.

O analisador que utilizamos para efetuar a análise dos gases de exaustão foi o “OPTIMA 7”. Trata-se de um monitor ambiental de emissões e processos industriais que efetua medições de até 7 gases (O_2 , CO , CO_2 , Nox , H_2 , H_2S , CH_4) e seleção de múltiplos combustíveis. Optamos pelo uso desse equipamento por ser de fácil manuseio e ser portátil. A Figura 8.10 mostra o equipamento e seus acessórios, enquanto que a Tab.(8.1) ilustra os dados técnicos do equipamento.



Fonte: mru.si

Figura 8. 10: OPTIMA 7 – Analisador de gases de emissões

Tabela 8. 2: Dados técnicos do OPTIMA 7

Fonte: mru.instruments.com.

Faixas de medição

| | |
|--|---|
| O ₂ - Oxigênio | 0 ... 21,0% |
| CO ₂ - Dióxido de carbono | 0 ... 100% |
| CH ₄ - Metano | 0 ... 100% |
| H ₂ S - Sulfeto de hidrogênio | 0 2.000 ppm * sobrecarga 5.000 ppm |
| CO - Monóxido de carbono | 0 a 4.000 ppm * sobrecarregam 10.000 ppm (opcional) |
| NO - Óxido nítrico | 0 a 1.000 ppm * sobrecarga 0 a 5.000 ppm (opcional) |
| NO ₂ - Dióxido de nitrogênio | 0 200 ppm * sobrecarregam 1.000 ppm (opcional) |
| Dif. pressão | ± 120 inH ₂ O |

Dimensões e outros dados

| | |
|---|---|
| Interface PC | USB e Bluetooth |
| Condicionamento de gás de amostra | Separador de condensado grande com filtro de PTFE |
| Habitação | Reforçado com fibra de vidro |
| Funcionamento a pilhas / tempo de funcionamento | 6 a 8 h de operação contínua |
| Peso | 2,0 libras. |

Uma das análises importantes de emissões em motores Diesel é a opacidade. Chama-se de corpo opaco aquele que não permite a passagem de luz. A opacidade é uma propriedade óptica da matéria que representa o quanto de luz pode atravessar um determinado corpo. Quanto maior for a emissão de material particulado por um determinado motor maior é a opacidade medida e, conseqüentemente, maior o prejuízo causado ao meio ambiente e ao ser humano.

O opacímetro utilizado foi o NA 9000 da NAPRO conforme pode ser visto na Fig.(8.11) e seu dados técnicos na Tab. (8.2).



Fonte: Própria

Figura 8. 11: Opacímetro NA 9000

Tabela 8. 2: Dados técnicos do opacímetro NA 9000

Fonte: NAPRO

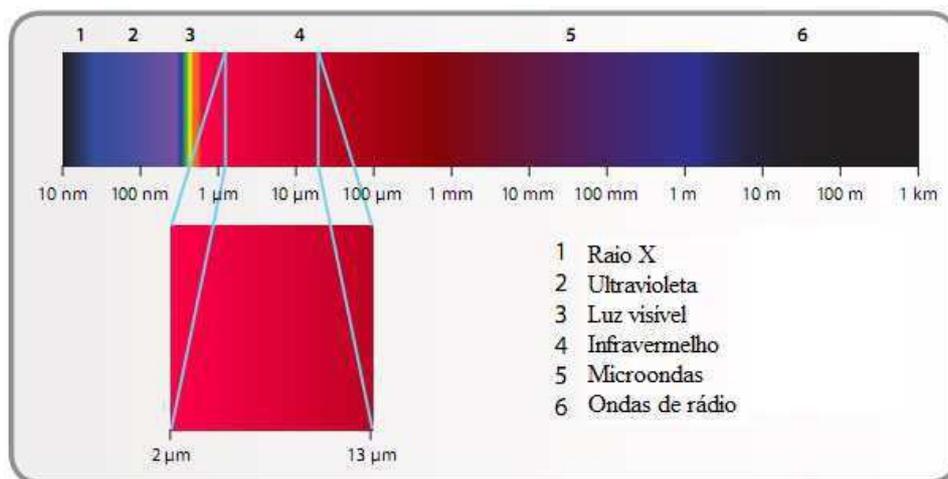
| | | | |
|--------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|-------------|
| Opacidade | 0...99,9% | Tempo de resposta | 0,9 ...1,1s |
| Coef. Absorção de luz K | 0...99,9 m ⁻¹ | Tensão de alimentação | 220 v |
| Precisão | +/- 2 relativo | Temp. ambiente funcionamento | 5.....40 °C |
| Resolução | 0,1 | Umid. ambiente funcionamento | 0.....95 % |
| Fluxo | Parcial | Frequência | 50/60 Hz |
| Temperatura da câmara | 75 °C | Potência | 400 W |
| Comprimento do feixe | 430 mm | | |

8.3 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

8.3.1 Termografia

A primeira técnica que utilizamos neste trabalho de investigação foi a termografia, também conhecida por termografia por infravermelho. É uma técnica que através de captação da radiação térmica emitida naturalmente pelos corpos, permite a formação de imagens térmicas conhecidas como termogramas e a medição da temperatura do alvo em tempo real. A depender da necessidade da análise, ela pode ser de caráter qualitativo, quantitativo ou ambos.

A radiação infravermelha foi descoberta por William Herschel em 1800, no entanto, a primeira imagem térmica foi feita por seu filho, John Herschel em 1840 (FLIR, 2008). A teoria da radiação afirma que todos objetos com temperatura acima do zero absoluto (0 K) emitem radiação na faixa infravermelha do espectro eletromagnético com comprimento de onda compreendido na faixa de 0,75 a 1000 μm conforme ilustra a Fig. (8.10).



Fonte: FLIR, 2008

Figura 8. 12 Espectro eletromagnético

Uma evolução significativa veio com a segunda guerra mundial. Naquela época os Alemães utilizaram técnicas para obtenção de imagens noturnas. De acordo com (CATARINO, MENDONÇA e AMARAL, 2013) a resposta dos aliados foi a criação da FLIR – Forward Looking Infra Red (visão dianteira por infravermelhos) utilizada pelo

exército americano para localização dos inimigos e desenvolvimento de armamento (mísseis) com detectores de calor.

Rápidos avanços na tecnologia foram observados de 1970 até os nossos dias. Detectores de resfriamento criogênico evoluíram para resfriados eletricamente e, em seguida, para detectores sem resfriamento. Os sistemas de varredura ópticos mecânicos foram substituídos pela tecnologia de FPA (Focal Plane Array), o peso que nos anos 70 chegava próximo dos 40 kg diminuiu para menos de 2 kg, as leituras de temperatura passaram a ser mostradas diretamente no monitor do Termovisor e a sensibilidade térmica aumentou consideravelmente (SANTOS, 2006).

A aplicação da termografia é muito utilizada em inspeções automatizadas, controle de processos, segurança industrial, prevenção e detecção de incêndios, inspeção de alimentos, avaliações fisioterápicas, testes de controle de qualidade, monitoramento em subestações e instalações elétricas e mecânicas, monitoramento de materiais combustíveis, dentre outras.

A termografia pode ser classificada em ativa quando requer fontes externas de estimulação de calor ou passiva em caso contrário. Quanto ao processo de medição pode ser quantitativa quando necessita saber a temperatura do objeto em estudo com precisão ou qualitativa quando não se exige a determinação da temperatura exata apenas para coleta de dados para análise e interpretação.

Quanto as suas vantagens da termografia (ROCHA e PÓVOAS, 2017) citam que se trata de uma técnica rápida, não-invasiva, sem contato, que permite o registo das variações dinâmicas em tempo real, que pode ser aplicada a grandes distâncias, que pode analisar e inspecionar grandes áreas em pequenos intervalos de tempo, de resultados fáceis e de rápida interpretação. Em contra partida relatam problemas quanto ao custo elevado do equipamento, não é sensível para detectar a profundidade dos defeitos e anomalias, e o ensaio é altamente influenciado pelas condições ambientais, tais como: vento, radiação solar, humidade e emissividade da superfície.

A ideia inicial quanto ao uso da termografia era que pudéssemos detectar um pico de temperatura no interior do cilindro no momento exato da ocorrência da combustão e confrontar com o sinal de injeção do bico injetor para medir o atraso de ignição (Ignition Delay). Para tanto, foi feito uso da câmera térmica FLIR série A310 conforme ilustra a Fig.(8.11).



Fonte: Elaboração própria
Figura 8. 13 Câmera termográfica

Após a realização de vários experimentos com o equipamento descrito, as imagens obtidas mostraram que não seria possível detectar nenhuma variação de cor que nos remetesse a dizer que se tratava de um pico de temperatura no interior do cilindro. Conseguiu-se obter apenas a imagem térmica da superfície externa do bloco do motor com uma coloração uniforme.

Diante do ocorrido, observou-se que não seria possível obter condições de alcançar os objetivos utilizando imagens termográficas. Dessa forma, optou-se em mudar a técnica para aquisição dos dados necessários.

8.3.2 Medição de temperatura – condução de calor

O processo de transferência de calor por condução térmica ocorre de forma que as partículas de um corpo com maior temperatura transferem sua agitação térmica para as partículas de uma região vizinha com temperatura inferior. Nesse processo de transferência de calor é necessário que exista um meio material para que o calor possa se propagar.

A condução térmica depende do material sendo expressa pela grandeza física conhecida como condutividade térmica. De acordo com (ÇENGEL, 2008), a condutividade térmica de um material pode ser definida como a taxa de transferência de

calor através de uma espessura unitária do material por unidade de área por unidade de diferença de temperatura. A condutividade térmica de um material é uma medida da capacidade do material de conduzir calor sendo que os quatro melhores condutores em ordem decrescente temos: o diamante; a prata; o cobre e o ouro.

Pensando em explorar o fenômeno físico de transferência de calor por condução, optou-se em realizar um procedimento mais complexo comparativo ao uso da termografia e também de caráter invasivo. Por se tratar de uma tentativa invasiva de custo elevado e com exigência de ferramental específico, foi realizada em outro motor, este do ciclo Otto. O motor escolhido⁶ foi de um Fiat Uno (motor Fire 1.0).

Após a retirada do cabeçote a junta foi aberta ao meio na parte do papelão onde foram instalados dois fios finos um de prata e outro de cobre ficando prensados exatamente no interior do anel metálico de vedação do cilindro. A Figura 8.12 mostra a retirada da junta e a instalação dos fios para condução de calor.



Fonte: Elaboração própria

Figura 8. 14 Retirada do cabeçote e instalação dos fios para condução de calor

A ideia desta vez era de que calor fosse conduzido através dos fios instalados desde o anel de vedação do cilindro até um termômetro e este, por sua vez, iria detectar o suposto pico de temperatura associado ao momento da explosão do combustível dentro do cilindro. A princípio houve receio quanto à vedação da junta, porém após a instalação dos fios o motor funcionou corretamente e o veículo ficou em uso normal.

⁶ A escolha se deu por três motivos: 1) tinha-se o veículo; 2) custo baixo das peças; 3) facilidade de se trabalhar com aquele motor.

A ideia não surtiu efeito, pois o multímetro utilizado não detectou nenhuma alteração na temperatura de ambos os fios. Diante disso, resolveu-se optar em retirar os fios e em seus lugares instalar termopares conforme descreveremos a seguir.

8.3.3 Medição de temperatura – termopar

Um termopar é um sensor utilizado para a medição da temperatura constituído por dois metais distintos unidos por suas extremidades. Uma diferença de potencial elétrico pode ser detectada e medida quando há uma diferença nas temperaturas das extremidades unidas e livres dos metais. Esse efeito foi descoberto por Thomas Seebeck em 1822.

O termopar é um equipamento de baixo custo, fácil aquisição, grande versatilidade e que fornece medições de temperatura em uma ampla faixa. Em função dessas características, optou-se em substituir os finos fios de prata e cobre instalados anteriormente na junta do cabeçote por termopares do tipo K composto pelos materiais Cromel/Alumel e que podem medir temperatura na faixa entre os -270 e 1370 °C.

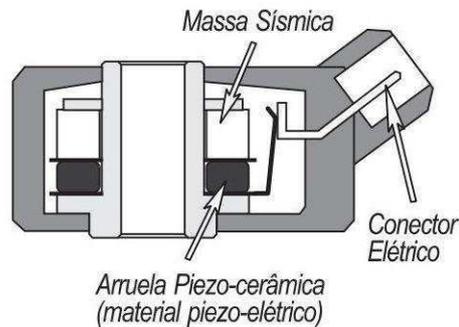
Mais uma vez a tentativa de detectar algum pico de temperatura não surtiu efeito. Os valores medidos pelo multímetro eram constantes e não foi observado nenhuma variação que pudesse ser associada ao instante do início da combustão da mistura no interior do cilindro.

8.3.4 Vibrações e sensores piezoelétricos

Alguns materiais tais como o cristal de quartzo, óxido de zinco e titanato de bário possuem a capacidade de gerar corrente elétrica em resposta a uma pressão mecânica exercida sobre o mesmo. Este fenômeno conhecido como “efeito piezoelétrico” é amplamente utilizado na produção e detecção de sons, geração de altas tensões, geração de uma frequência eletrônica, aparelhos de ultrassom, balanças eletrônicas, microprocessadores, dentre outras.

O sensor de detonação utilizado em motores do ciclo Otto equipados com injeção eletrônica de combustível é outro componente cujo princípio de funcionamento se baseia no efeito piezoelétrico. Trata-se de um componente de baixo custo e de fácil aquisição e instalação sendo fixado na lateral do bloco do motor através de um parafuso sem arruela.

Este tipo de sensor é constituído de uma massa metálica e uma cerâmica piezoelétrica que, ao vibrar, gera um sinal elétrico, conforme ilustra a Fig (8.13) vista em corte.



Fonte: EM-Thomson

Figura 8. 15 Sensor piezoelétrico

O sensor de detonação capta as vibrações geradas pelas peças móveis do motor durante seu funcionamento e as vibrações ocasionadas pela combustão da mistura no interior dos cilindros. O sinal elétrico gerado pelo sensor de detonação é enviado ao módulo eletrônico o qual irá avaliar e identificar indícios de detonação durante a combustão. Com base no sinal gerado pelo sensor de detonação o módulo eletrônico atuará no controle do avanço de ignição adiantando ou atrasando a injeção do Diesel de forma que a combustão ocorra dentro do mais próximo possível do ideal sem que ocorra detonação da mistura.

A ideia agora a ser explorada é a de que uma vibração mais intensa possa ser captada no momento do início da combustão pelo sensor de detonação e visualizada através de um osciloscópio logo após o sinal de abertura do bico injetor. A diferença de tempo medida no osciloscópio entre os sinais de abertura do bico injetor e do sensor de detonação indicará, o atraso de ignição ou delay de ignição.

Diante do exposto, foi verificado que se poderia utilizar tal sensor na tentativa de medir o atraso de ignição. Uma vez determinado o atraso de ignição ou “*Ignition Delay*” durante o funcionamento do motor utilizando várias proporções de biodiesel e também com o uso do gás natural, foi possível efetuar o estudo do avanço de injeção utilizando o variador de avanço T30 incorporado ao circuito de injeção eletrônica do motor conforme ilustrado anteriormente nas Fig. (8.7) e (8.8). Dessa forma, foi possível analisar os efeitos do avanço de injeção no funcionamento do motor com variação da mistura de combustível.

Sendo assim, adquirimos um sensor de detonação (referência 0 261 231 176) aplicado em motor Fire Flex 1.0 da FIAT e o instalamos na lateral do bloco do motor de acordo com as recomendações do fabricante. A Figura 8.14 ilustra o sensor de detonação instalado na lateral do bloco.

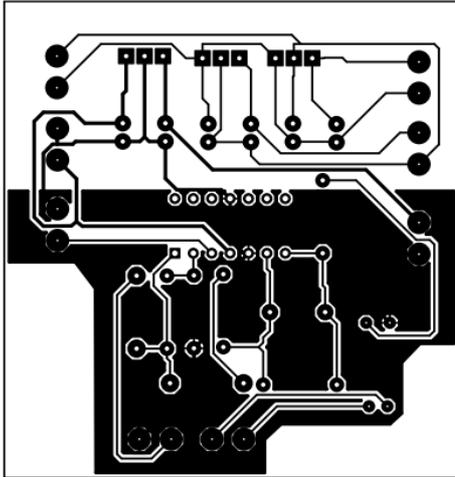


Fonte: Elaboração própria

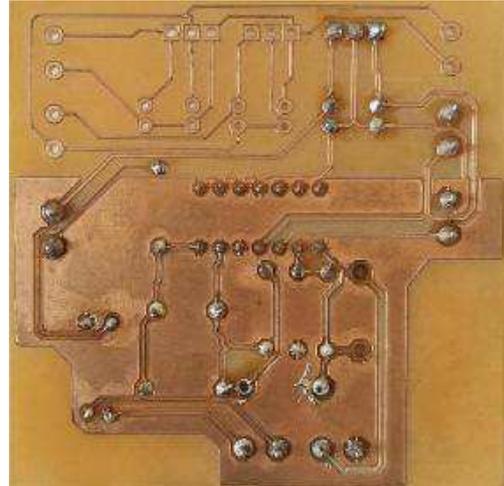
Figura 8. 16 Sensor de detonação instalado na lateral do bloco do motor.

O sinal emitido pelo sensor de detonação foi enviado a um circuito de condicionamento de sinal de construção própria composto por, filtros, retificador, amplificador, comparador e microprocessador. A etapa seguinte diz respeito à realização do projeto da placa, escolha e aquisição dos componentes eletrônicos, confecção da placa e montagem. A princípio os testes foram realizados com componentes eletrônicos acoplados em placa de protoboard, isto em virtude da dificuldade em confeccionar vários circuitos de teste em placa de fenolite seja por questão de falta de maquinário apropriado, tempo disponível e também por ter um custo menor.

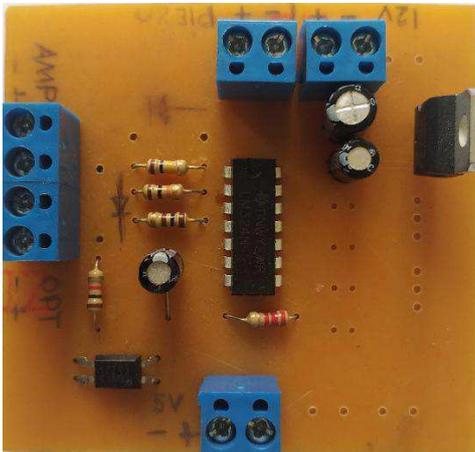
Após a realização dos testes preliminares e ajustes dos componentes eletrônicos, foi confeccionado um circuito eletrônico na placa de fenolite, haja vista estavam ocorrendo problemas de perda de sinal ocasionado por falta de contato de componentes ou de fios condutores interligados no protoboard. A Figura 8.15 ilustra o circuito teste que foi confeccionado e utilizado.



(a) Projeto da placa



(b) Confeção da placa



(c) Montagem dos componentes

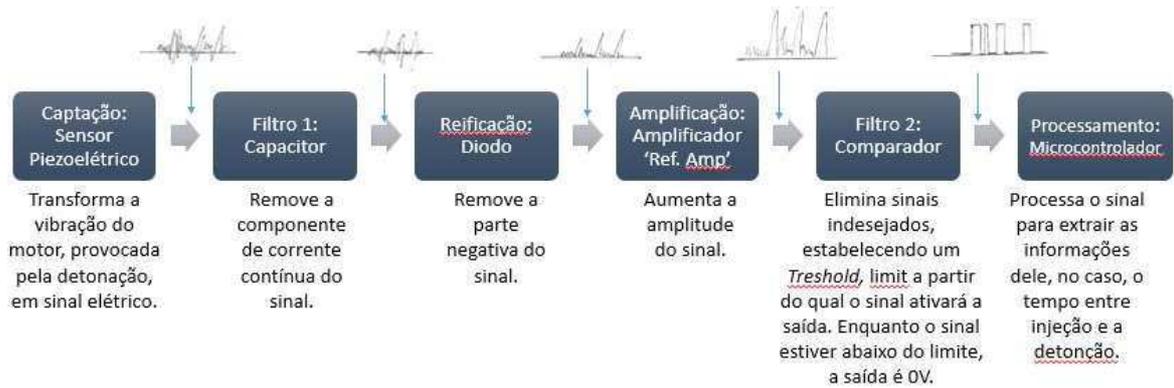
- placa fenolite;
- CI LM324;
- CI LM7805
- capacitores;
- resistores;
- opto acoplador;
- conectores.

(d) Componentes utilizados

Fonte: Elaboração própria

Figura 8. 15: Circuito eletrônico confeccionado para condicionamento dos sinais

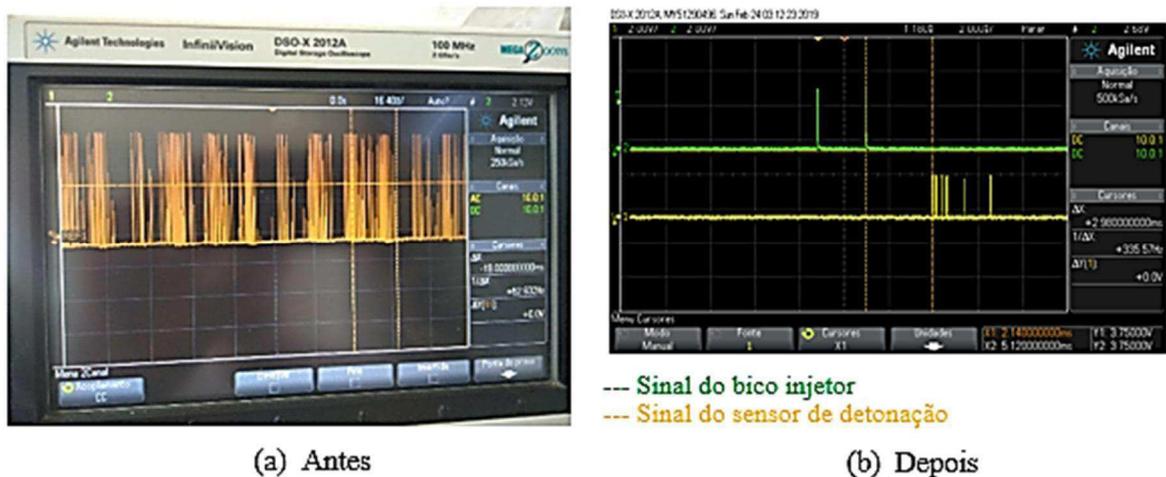
A Figura 8.16 ilustra as etapas envolvidas na construção do circuito eletrônico para o condicionamento do sinal do sensor de detonação que foi utilizado.



Fonte: Elaboração própria

Figura 8. 17 : Etapas do procedimento de condicionamento de sinal do sensor de detonação

A princípio os sinais captados e observados no osciloscópio estavam perdendo definição das bordas e necessitavam de ajustes. Sendo assim, alteramos a tensão de alimentação do amplificador e seu ganho e foi introduzido um comparador que, até então, não tinha sido incorporado ao circuito de condicionamento. A Figura 8.17 mostra o comparativo entre os sinais obtidos antes e depois das modificações realizadas no circuito de condicionamento.



Fonte: Elaboração própria

Figura 8. 18 : Imagens comparativas dos sinais do sensor de detonação antes e depois dos ajustes.

Após a realização das modificações no circuito de condicionamento foi possível determinar o atraso de ignição. Para tanto, comparou-se o sinal de abertura do bico injetor com o sinal do sensor de detonação, sendo que a diferença entre eles representa o atraso da

ignição. A Figura 8.18 ilustra os sinais do sensor de detonação, de abertura do bico injetor e a determinação do atraso de ignição.



Fonte: Elaboração própria

Figura 8.19 Determinação do atraso de ignição.

O próximo passo efetuado foi a elaboração de um código computacional⁷ em linguagem C/C++ de forma que permitisse a aquisição do atraso de ignição em tempo real avaliando uma quantidade específica de amostras (1000 amostras). O código foi elaborado utilizando o algoritmo de ordenação conhecido como método de bolha (BubbleSort), no qual um vetor é percorrido comparando as posições adjacentes dois a dois e toda vez que esses elementos estiverem fora do lugar, efetuamos a troca de forma a captar o maior valor.

O código passou por inúmeros testes e sofreu vários ajustes até poder ser validado comparativamente com os dados obtidos pelo osciloscópio. Pode-se afirmar que as etapas envolvendo construção do circuito de condicionamento do sinal juntamente com a elaboração do código computacional foram responsáveis por grande parte do tempo dispensado durante esse trabalho de pesquisa.

⁷ Ver Apêndice IV

CAPÍTULO IX

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a realização dos testes o motor foi colocado inicialmente em funcionamento até atingir a temperatura em torno de 77 °C. Para cada aquisição dos valores do atraso de ignição foi estabilizada a rotação do motor e se fez a aquisição de amostras que foram tabeladas durante 10s. As rotações escolhidas para os testes foram de 840, 1020, 1200, 1320,1620 e 1800 rpm. Nestas rotações o motor funcionava de maneira mais estável facilitando a aquisição de dados. Rotações acima de 1700 rpm apresentavam muito ruído nos sinais provenientes do sensor de detonação e, por isso, a máxima rotação escolhida foi a de 1800rpm.

9.1 ATRASO DE IGNIÇÃO E VARIAÇÃO DO AVANÇO

O primeiro resultado importante que se alcançou foi a determinação do atraso de ignição a partir do sinais do sensor de detonação. Mais uma vez, chama-se a atenção por se tratar de uma técnica não invasiva e de baixo custo. A Figura 9.1 ilustra os valores do atraso de ignição em função da rotação do motor. De acordo com (GUPTA,2009), um aumento na velocidade do motor com carga constante diminui a perda de calor durante a compressão provocando um aumento na temperatura e na pressão. Ocorre então uma leve diminuição no atraso de ignição quando medido em milissegundos. Este fato pode ser claramente observado nos resultados encontrados expressos no gráfico abaixo apresentado.

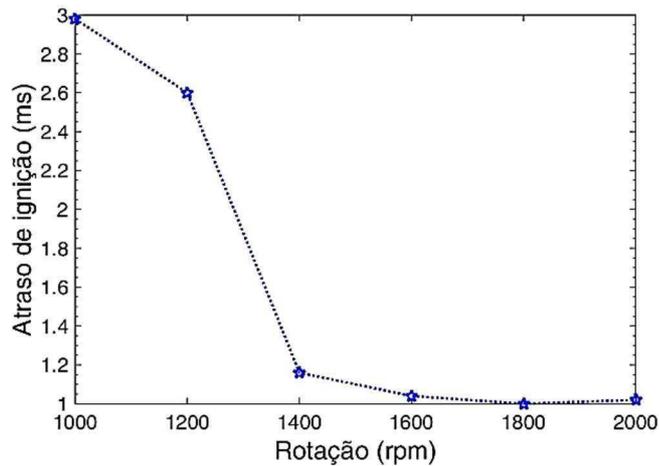


Figura 9. 1 Atraso de ignição x rotação do motor

Outro fato interessante pode ser visto no gráfico da Fig. (9.2). Nesse caso o atraso de ignição foi medido utilizando o mesmo combustível só que em duas condições distintas de temperatura de funcionamento do motor. No primeiro caso foi dada partida no motor e determinado de imediato o atraso de ignição na condição de motor frio com temperatura ambiente no laboratório em torno de 32 °C. Num segundo momento, refez-se o mesmo teste porém iniciando as medidas quando o motor atingiu a temperatura normal de funcionamento de aproximadamente 77 °C, condição de motor quente. Observou-se que existe uma diferença considerável do atraso de ignição logo no início da partida do motor com rotação em cerca de 840 rpm por conta da diferença de temperatura. A medida em que o motor foi aquecendo e a rotação aumentando uma convergência no valor do atraso foi verificada.

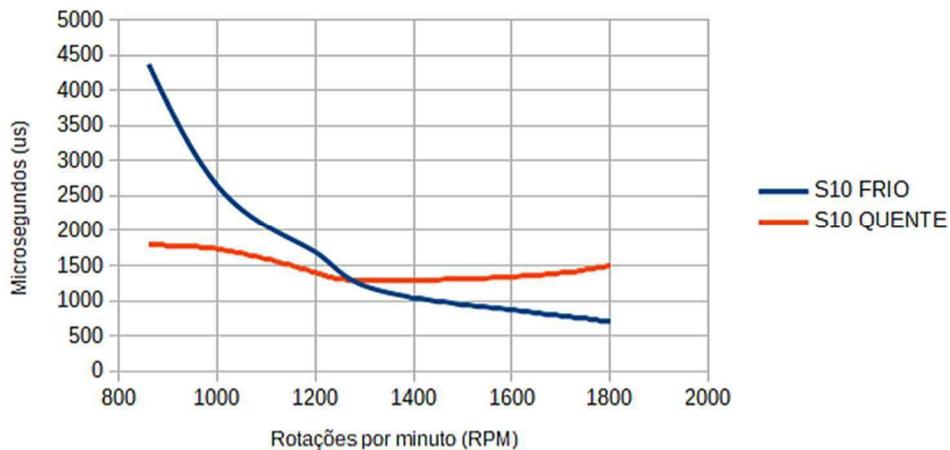


Figura 9. 2 Atraso de ignição x rotação com motor frio e motor quente

Em um momento seguinte foram feitos os testes para determinação do atraso de ignição variando agora o tipo de combustível. O Diesel vendido nos postos de combustível atualmente contém 10 % de biodiesel em sua composição. Essa mistura é conhecida como B10. No próprio laboratório de ensaios de motores foram feitas duas novas misturas Diesel/biodiesel com proporções de 20 % (B20) e 50 % (B50) de biodiesel. Isto foi feito com o Diesel B10 adquirido em um posto de combustível sendo misturado com biodiesel puro B100 já existente no laboratório. Tomou-se como base o trabalho de pesquisa de (GOUVEA, 2016) na confecção das misturas. A Figura 9.3 mostra os resultados obtidos para os atrasos de ignição em diferentes rotações utilizando as misturas B10, B20 e B50. Nela pode-se observar que não houve um aumento ou diminuição gradativa no atraso de ignição com o aumento da proporção de biodiesel no combustível.

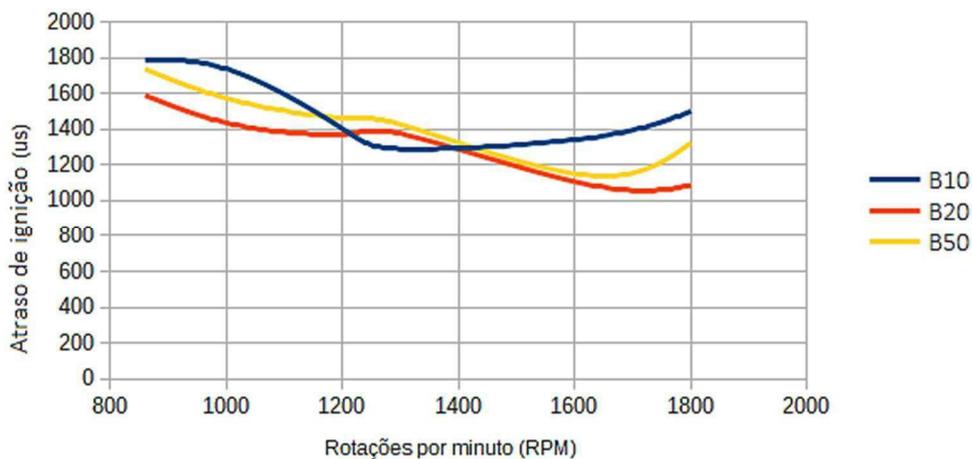


Figura 9. 3 Atraso de ignição com mistura Diesel/biodiesel em proporções variadas.

O próximo teste foi realizado adiciona-se gás natural veicular. A injeção do Diesel/biodiesel é composta por uma pré injeção da ordem de 300 µs seguido e de uma injeção principal em torno de 600 µs. A pré injeção foi cortada completamente e ainda cerca de 100 µs da injeção principal. Em seu lugar foi injetado gás natural veicular num total de 6 ms sendo 2 ms destinado à abertura do bico injetor e 4 ms para a injeção propriamente dita do gás. A Figura 9.4 ilustra os resultados do atraso de ignição em relação à rotação do motor para mistura ternária de combustíveis Diesel/biodiesel/GNV, sendo que a quantidade de gás injetada foi mantida constante para as três proporções de Diesel/biodiesel B10, B20 e B50. Neste caso, percebe-se que o introdução do GNV na mistura Diesel/biodiesel apresentou um maior atraso na ignição para a mistura B10, enquanto para o B50 foi observado o menor atraso.

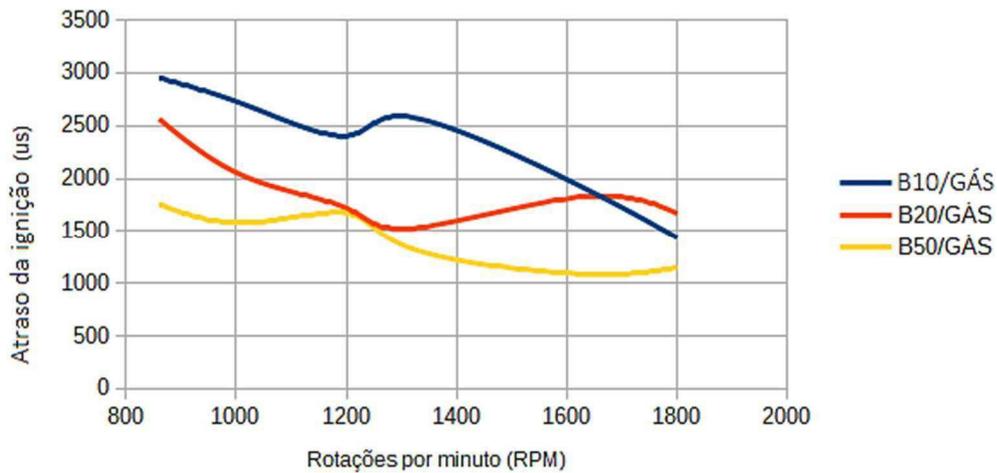


Figura 9. 4 Atraso de ignição x rotação para misturas Diesel/biodiesel /GNV

A Figura 9.5 ilustra os resultados do atraso de ignição em relação à rotação do motor de forma comparativa para os combustíveis Diesel/ biodiesel em três proporções B10, B20 e B50 e estas mesmas proporções acrescidas do GNV. Observa-se que todas as misturas contendo GNV tiveram um atraso de ignição maior quando comparadas àquelas sem o GNV.

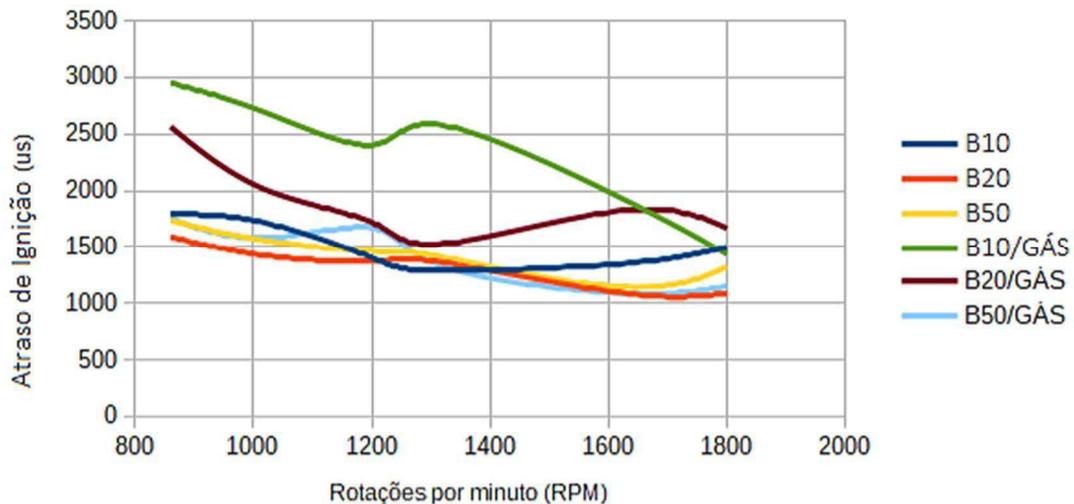


Figura 9. 5 Atraso de ignição x rotação com mistura de combustível Diesel/biodiesel e Diesel/biodiesel/GNV

O próximo passo do experimento foi introduzir o variador de avanço. Com ele seria possível avançar a injeção da mistura Diesel/biodiesel em $^{\circ}6$, $^{\circ}9$, $^{\circ}12$ e $^{\circ}15$. A expectativa era de que a introdução do GNV na mistura de combustível fizesse com que o atraso de ignição sofresse uma elevação, fato esse observado na Fig. (9.5). Com a utilização do

variador de avanço, achava-se que seria possível reduzir o atraso de ignição para os valores obtidos nas misturas sem o GNV apenas aumentando o avanço da injeção. O resultado apresentado na Fig. (9.6) mostra exatamente o contrário, ou seja, com o aumento do avanço de injeção o atraso de ignição aumentou ainda mais. A explicação para tal fato é que a temperatura e a pressão atingidas ao avançar a injeção sejam menores, dificultando ainda mais a combustão. Dessa forma, seria preciso atrasar a injeção de combustível ao invés de adiantar, entretanto o variador de que se disponha apenas avança a injeção.

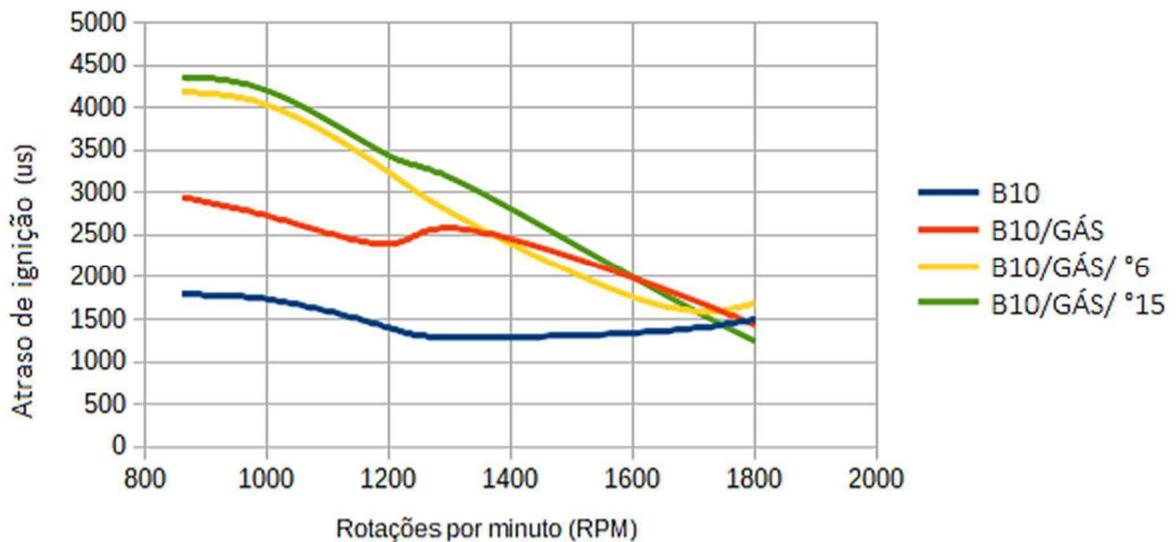


Figura 9. 6 Atraso de ignição x rotação com variação de avanço

9.2 ANÁLISE DE GASES

O analisador de gases Optima7 gera automaticamente arquivos com planilhas contendo as medidas de emissões. Para aquisição dessas medidas, o motor foi colocado em funcionamento até atingir a temperatura de aproximadamente 77°C com o combustível a ser analisado. Ajustou-se então a rotação desejada deixando-a estabilizar e o start do equipamento foi acionado. Após dois minutos de início da aquisição era feito o armazenamento das informações para cada condição desejada.

O gráfico ilustrado na Fig. (9.7) relaciona a emissão de CO₂ com a rotação do motor para as misturas utilizadas nos ensaios. Dentre eles, é possível observar que o de menor emissão de CO₂ foi o caso onde se utilizou o B10 convencionalmente comercializado nos postos como S10. Ao se aumentar a quantidade de biodiesel no Diesel foi verificado também um aumento considerável na emissão de CO₂. Ao se adicionar o GNV nas

misturas Diesel/biodiesel, a que teve menor porcentagem de emissão foi a mistura B50/GNV, entretanto a diferença para as demais misturas com GNV não foi tão elevada quando comparada aquelas sem o GNV.

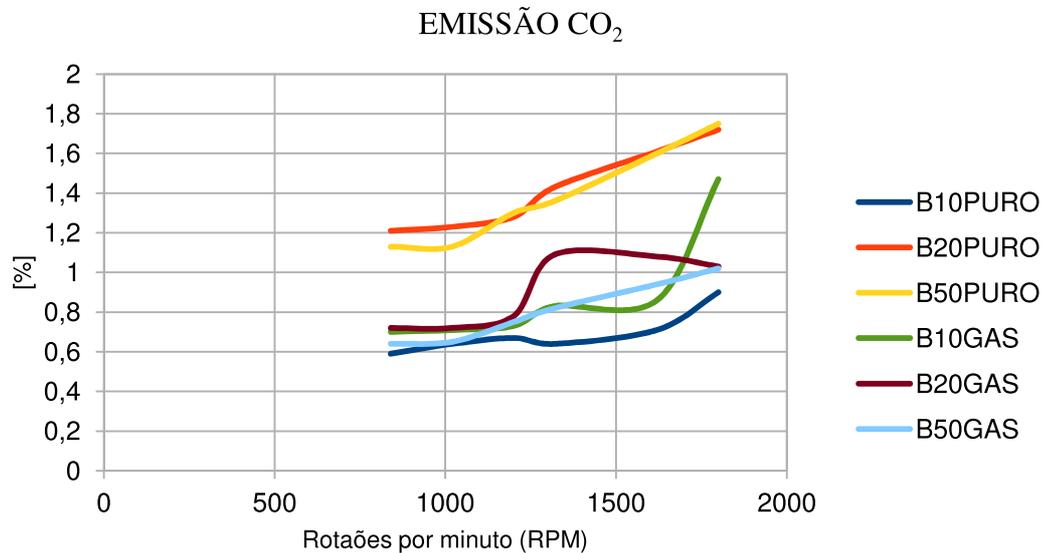


Figura 9. 7 Emissão de CO₂ x rotação do motor

O gráfico da Fig. (9.8) ilustra comparativamente a emissão de CO em relação à rotação do motor durante os ensaios com uso das diversas misturas de combustíveis. Neste aspecto observa-se que as misturas contendo GNV emitiram uma quantidade de CO acima do dobro emitido pelas misturas sem o GNV. De acordo com (MANAVELLA, 2009), os motores Diesel trabalham com misturas pobres com relação ar/combustível entre 16,5:1 a 22:1/24:1. Neles o tempo para a formação da mistura é menor, pelo que, para assegurar uma combustão completa, deve existir excesso de ar. A falta deste excesso provoca a emissão de fuligem, monóxido de carbono (CO), e hidrocarbonetos (HC), devido à combustão incompleta. Sendo assim, pode-se afirmar que as misturas contendo GNV emitiram maior quantidade de CO por estarem trabalhando com misturas ricas e, portanto o processo de combustão foi incompleto. Estudos realizados por (ROSA, 2014) também comprovam que motores trabalhando com Diesel e GNV tendem a apresentar combustão incompleta fato que aumenta a emissão de CO e diminui a de CO₂.

Outro aspecto que se deve observar é que, segundo (FERREIRA, TORRES, *et al.*, 2011) o uso do biodiesel reduz as emissões de monóxido de carbono (CO), óxidos de enxofre (So_x), hidrocarbonetos totais não queimados (HTNQ), material particulado (MP) e

um não conclusivo aumento das emissões de óxidos de Nitrogênio (No_x) se comparado ao óleo diesel.

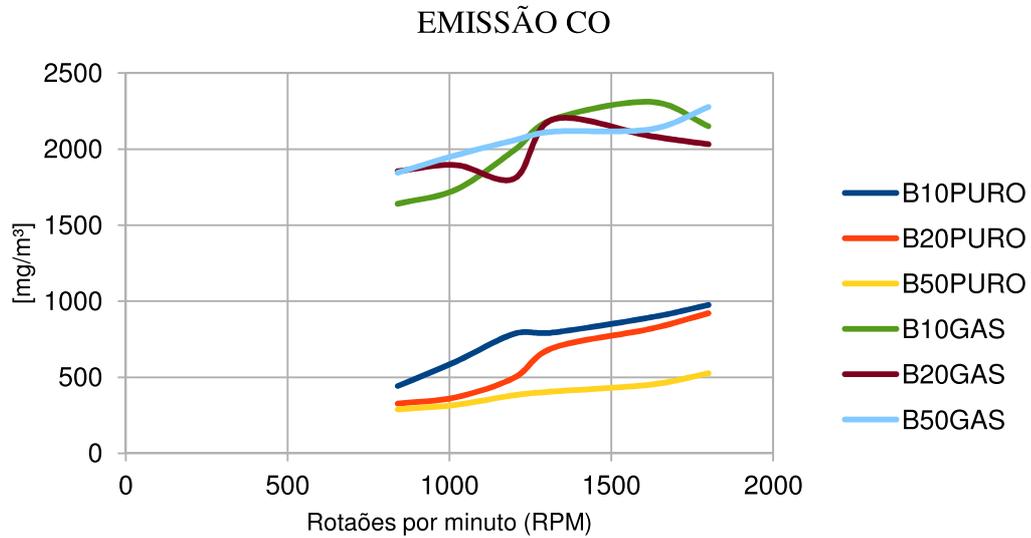


Figura 9. 8 Emissão de CO x rotação do motor

O gráfico da Fig. (9.9) mostra a relação da emissão de SO_2 com a rotação do motor. Observa-se nesse caso que todas as misturas contendo GNV apresentaram uma emissão do referido gás bem superiores àquelas sem o GNV. Tal fato evidencia que o GNV utilizado possui elevada quantidade de enxofre em sua composição. Já para as misturas sem o GNV a que se mostrou com menor emissão foi exatamente a que continha maior quantidade de biodiesel em sua composição.

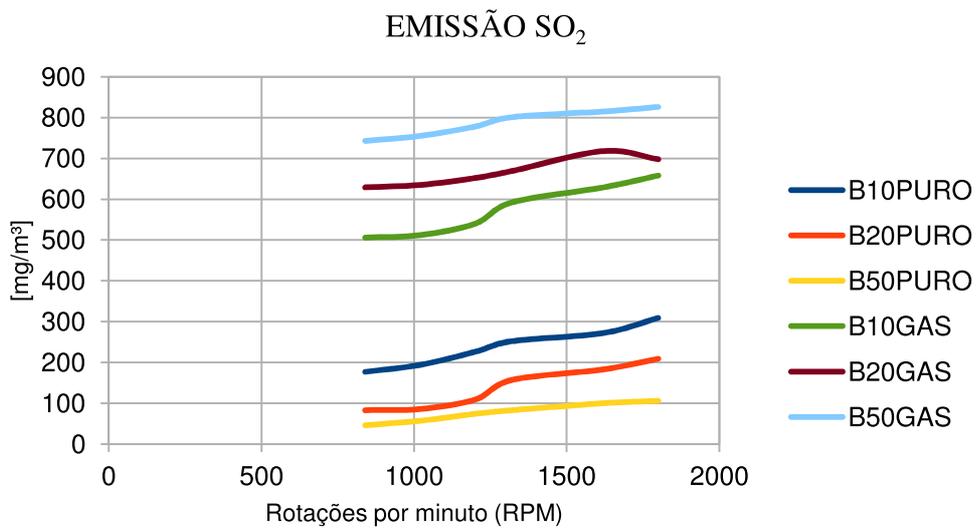


Figura 9. 9 Emissão SO_2 x rotação do motor

O gráfico da Fig. (9.10) relaciona a emissão de NO_x com a rotação do motor para as diversas misturas analisadas. Os resultados mostram que as misturas que não continham GNV tiveram uma emissão menor sendo que dentre estas a mistura B50 foi a que se mostrou mais apropriada. O aumento da quantidade de biodiesel na mistura reduziu a emissão do NO_x .

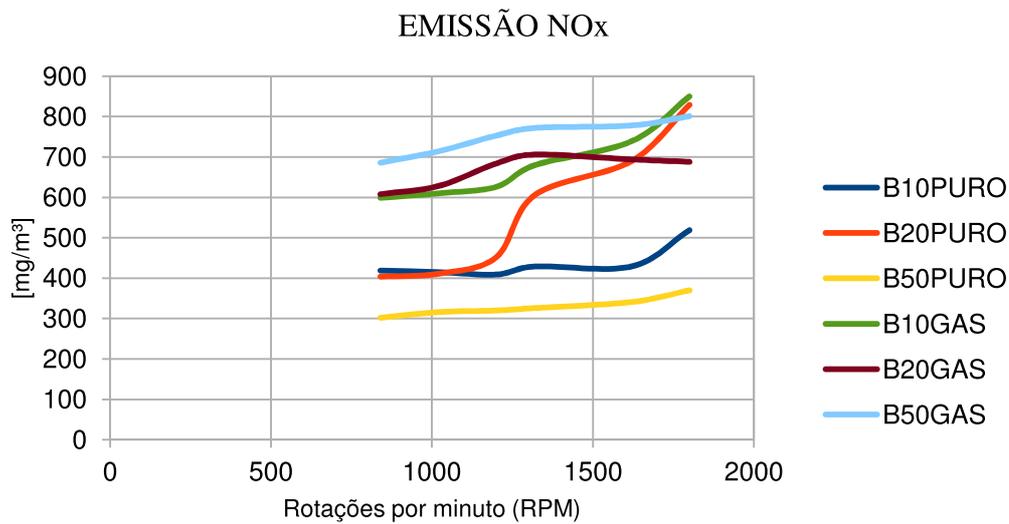


Figura 9.

10 Emissão de NO_x x rotação do motor

Segundo (ROSA, 2014) a emissão de material particulado, óxido de nitrogênio e a opacidade decaem quando é aumentado o percentual de substituição do Diesel por gás natural. Observa-se na Fig. (9.11) que, de fato, ocorreu uma redução na emissão de NO nas misturas que continham GNV.

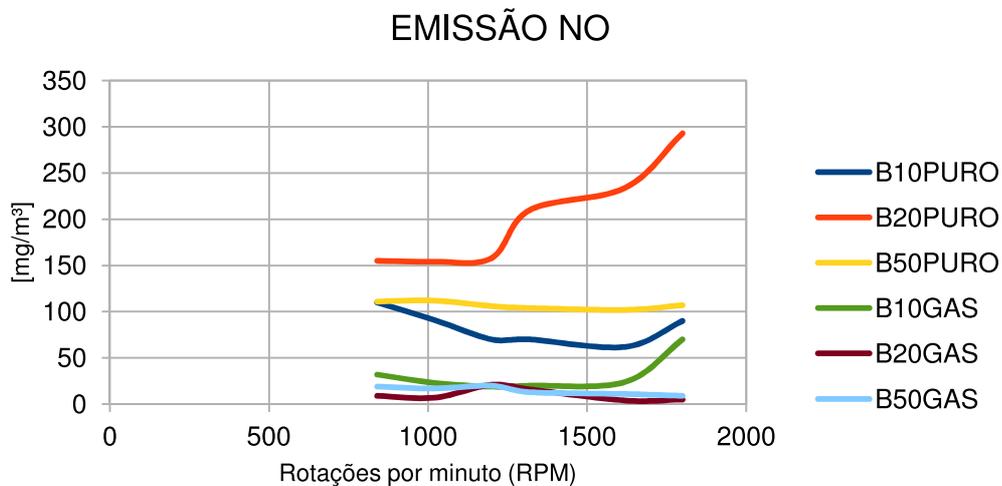


Figura 9. 11 Emissão de NO x rotação do motor

A Figura 9.12 relaciona a opacidade com as misturas Diesel com proporções variadas de biodiesel acrescidas de GNV. Para as três misturas analisadas os resultados foram idênticos evidenciando assim que a introdução do GNV nas misturas de Diesel/biodiesel não alteram a opacidade.

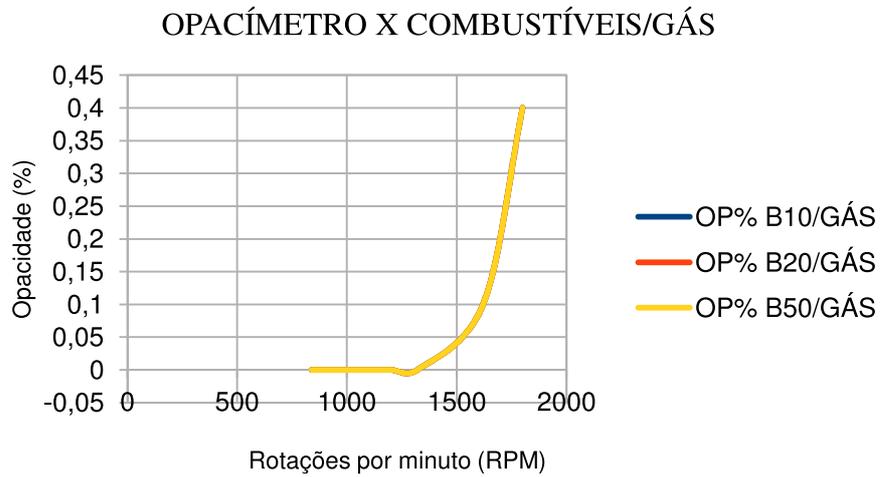


Figura 9. 12 Opacidade x misturas com GNV

CAPÍTULO X

CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

De acordo com os resultados encontrados pode-se afirmar que:

A técnica aplicada na determinação do atraso de ignição utilizando sensor de detonação automotivo do tipo piezoelétrico se mostrou consistente. A faixa de valores determinada encontra-se dentro da esperada quando comparada com a encontrada na literatura. Não foi possível fazer uma comparação exata desses valores, haja vista os trabalhos encontrados utilizam motores diferentes, condições ambientais no laboratório diferentes fato que influencia nas propriedades do ar admitido, combustíveis com características que não se sabe se é exatamente igual à que foi utilizado em neste trabalho de pesquisa, em fim são muitos os fatores que afetam essas medições.

Ainda sobre o uso do sensor de detonação, pode-se afirmar que não foi necessária nenhuma alteração na originalidade do motor, fato este que faz com que esta técnica seja não invasiva e reversível, de custo extremamente baixo e possível de ser aplicada em motores com um ou mais cilindros.

Observou-se que, quando utilizado o GNV na formação da mistura, o atraso de ignição aumentou e, portanto, a combustão da mistura tornou-se mais lenta. O variador de avanço utilizado não permitiu que fossem feitos atrasos na injeção, apenas avanços. Dessa forma não supriu às expectativas esperadas, pois ao avançar a injeção de Diesel o atraso de ignição aumentou ainda mais a ponto de ser visível o mal funcionamento do motor e, em alguns momentos, ficar nítido o surgimento do *Knock* ou detonação que é extremamente prejudicial à estrutura física de alguns componentes do motor.

Dessa forma, acredita-se que seja necessário que a injeção principal seja um pouco retardada de forma a se ter uma combustão mais completa, com maior rendimento térmico

e menor emissão de poluentes para o meio ambiente. Para tanto será necessário o desenvolvimento de um variador capaz de atrasar a injeção do Diesel ou então criar condições para entrar nos mapas originais contidos na central eletrônica, identificar o mapa de avanço e fazer as devidas modificações.

A injeção de GNV na formação da mistura fez com que a formação de Nox, CO e SO₂ sofresse uma aumento enquanto que o NO e o CO₂ foram reduzidos. Tais resultados podem ser explicados por se ter formação de misturas mais ricas e ou combustão incompleta.

SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

Diante do exposto, pode-se propor como sugestão para novos trabalhos de pesquisa:

1) Estudo comparativo efetuado em um equipamento apropriado para a determinação do atraso de ignição utilizando o mesmo combustível e técnicas diferentes, sendo uma delas a aplicada aqui neste trabalho de pesquisa e outra já consagrada na literatura;

2) Instalação de sensor óptico ou de pressão no motor para estudos do atraso de ignição, processo de combustão, dentre outros.

3) Aperfeiçoamento no sistema eletrônico de injeção do GNV desenvolvido por (SANTOS, 2015) de forma a trabalhar com mapas pré estabelecidos de injeção de quantidades variadas de GNV e também de Diesel/biodiesel para as diversas rotações do motor procurando manter valores de torque e potência conforme funcionamento do motor com Diesel/biodiesel;

4) Mapeamento da quantidade de GNV ideal que deve ser injetado na formação da mistura em diversas rotações, haja vista o controle eletrônico de injeção do GNV corta as pré injeções de Diesel/biodiesel e parte da injeção principal;

5) Desenvolvimento de um variador de avanço capaz de adiantar ou atrasar o momento da injeção principal com variação angular medida de grau em grau do ângulo do virabrequim.

REFERÊNCIAS

-
- ABREU, F. V.; AVELINO, M. Análise Energética da Eficiência do Motor de Combustão Interna Utilizando como Combustível o Biogás. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2012**, São Luiz, 2012.
- ALMEIDA, S. C. A.; NIRENBERG, H.; BELCHIOR, C. R. P. Adaptações no motor para operar com biogás. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2012**, São Luiz-MA, 2012.
- AMAYA, A. F. D.; TORRES, A. G. D.; ACOSTA, D. A. Control of emissions internal combustion engine: first approach for sustainable design. **International Journal Interact Des Manuf**, 2016. ISSN 10.10007/s12008-016-0307-6.
- ANDRADE, V. T. D. **Avaliação da Toxicidade de Água Produzida Tratada por Processo Evaporativa com a Finalidade de Reúso em Solo**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro -UFRJ-COPPE. Rio de Janeiro. 2009.
- ANP. **Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis**. : Resolução ANP Nº 45 de 25/08/2014, 2014.
- ANP. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Boletim Mensal do Biodiesel**, Fevereiro 2017.
- ANP. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis** , 2018.
- AVILA, P. L.; PAMPLONA, E. O. Aplicação de um Modelo Binomial para Avaliação da Troca de Insumos na Aquisição de Ônibus para Transporte Coletivo Urbano Movido por Combustíveis Alternativos. **XXVIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção ENEGEP**, Rio de Janeiro-RJ, 2008.
- BOSCH. **Sistemas de Injeção Eletrônica Diesel**, 2016.
- BP. **Statistic Review of the World energy**, June 2018. Disponível em: <www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2018-full-report.pdf>. Acesso em: 19 nov. 2018.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 3ª. ed. São Paulo: Edgar Blucher, v. 2, 2015.

- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna 3º Ed.** 3ª. ed. São Paulo: Edgard Blucher, v. 1, 2015.
- CATARINO, P. S.; MENDONÇA, L. V.; AMARAL, M. M. Jornada de Engenharia de Manutenção-JEM2013. **A termografia por infravermelhos como ferramenta para auxílio à inspeção e manutenção dos edifícios.**, 2013. Disponível em: <<https://sites.google.com/site/jem2013isel/jornadas/programa>>. Acesso em: 20 mar. 2019.
- ÇENGEL, Y. A. **Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer.** 2ª. ed. McGraw-Hill, 2008.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- CETESB-COMPANHIA DE TECNOLOGIA DE SANEAMENTO AMBIENTAL. **Relatório Anual de Qualidade do Ar no Estado de São Paulo.** São Paulo. 2004.
- COLLETI, R. A. Biodieselbr. **Biodiesel-Combustível renovável e ambientalmente correto,** 2006. Disponível em: <<https://www.biodieselbr.com/destaques/2005/combustivel-renovavel.htm>>. Acesso em: 15 abr. 2018.
- CONAMA-. **Resolução N° 18 de 06 de maio de 1986.** Conselho Nacional do Meio Ambiente. 1986.
- CONAMA. **Resolução n° 403, Nova fase do programa de controle de poluição do ar por veículos automotores-PROCONVE para veículos pesados novos.** Conselho Nacional do Meio Ambiente. 2008.
- CONAMA. **Resolução n° 415, Nova fase do programa de controle de poluição do ar por veículos automotores-PROCONVE para veículo leves novos.** Conselho Nacional do Meio Ambiente. 2009.
- COSTA, R. B. R. D. **ESTUDO EXPERIMENTAL DA TECNOLOGIA DUAL-FUEL EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO BIOGÁS, GNV E ETANOL.** Belo Horizonte. 2017.
- COSTA, Y. J. R. **Análise Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural.** UFCG- Tese de Doutorado. Campina Grande-PB. 2007.
- COSTA, Y. J. R. et al. Motor Dual Diesel e GNV: Testes experimentais para caracterização do sistema. **IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2006,** Recife-PE, 2006.

- COSTA, Y. J. S.; COSTA, Y. J. R. Análise de Emissões e Eficiência Energética em um Motor de Combustão Interna do Ciclo Diesel Operando com Biodiesel e Gás. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2012**, São Luiz-MA, 2012.
- CTGÁS, SENAI. **Apostila de treinamento gás natural veicular / técnicas de instalação**. Rio Grande do Norte-RN: SENAI, 2007.
- D'ARCE, M. A. B. R. **Matérias primas oleaginosas e biodiesel**. ESALQ/USP, setor de açúcar e álcool, 2005.
- DENTON, T. *Automotive technology: vehicle maintenance and repair*. 4th. ed. London and New York: Routledge, 2017.
- DIESELNET. Emission Standards , ago. 2016. Disponível em: Acesso em: 14 nov. 2018.
- DIESELNET. Emission Standards. Brazil: Light-Duty Vehicles, 2017. Disponível em: <<https://www.dieselnet.com/standards/br/ld.php>>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- DINIZ, E. M. Os resultados da Rio +10. **Revista do Departamento de Geografia**, v. 15, p. 31-35, 2002. Disponível em: <<http://www.revistas.usp.br/rdg/article/view/47294>>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- EEA. European Environment Agency, Air Quality in Europe, 2016. (ISSN 1977-8449).
- EEA. European Environment Agency, Air Quality in Europe, 2017. (ISSN:1725-9177).
- EEA. European Environment Agency, Air quality in Europe, 2018. (ISSN 1977-8449).
- EIA. Energy Information Administration. **Biofuels: ethanol and biodiesel explained**, 08 nov. 2016.
- EIA. Energy Information Administration. **Biofuels: ethanol and biodiesel explained**, 27 July 2017.
- ENMC. Entidade Nacional para o Mercado de Combustíveis. **Biocombustíveis no Mundo**, 2017. Disponível em: <<http://www.enmc.pt/pt-PT/atividades/biocombustiveis/benchmarking2/biocombustiveis-no-mundo/>>. Acesso em: 20 ago. 2017.
- EPA. United States Environmental Protection Agency. **Office of Transportation and Air Quality**, n. EPA-420-F-10-009, February 2010.
- EPA. Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos. **Visão geral da lei do ar limpo-Evolução da Lei do Ar Limpo**, 2017. Disponível em: <<https://www.epa.gov/clean-air-act-overview/evolution-clean-air-act%23caa77>>. Acesso em: 14 nov. 2018.

- EPE. Empresa de Pesquisa Energética. **Balço Energético Nacional-BEN: ano base 2015**, Rio de Janeiro:EPE, 2016.
- ESTEVES, R. A.; PEREIRA, R. G. Análise sobre a evolução do biodiesel no Brasil. **Revista Espacios**, v. 37, Nº 2, 2016. ISSN 0798-1015.
- EUR-LEX. Official Journal of the European Union, 2018. Disponível em: <<https://eur-lex.europa.eu/oj/direct-access.html?locale=en>>.
- EUROSTAT. Greenhouse gas emissions, analysis by source sector, EU-28, 1990 and 2016, june 2018. Disponível em: <[ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Greenhouse_gas_emissions,_analysis_by_source_sector,_EU-28,_1990_and_2016_\(Percentage_of_total\).png](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=File:Greenhouse_gas_emissions,_analysis_by_source_sector,_EU-28,_1990_and_2016_(Percentage_of_total).png)>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- EXPLAINED-EUROSTAT, E. Greenhouse gas emission statistics - emission inventories, jun. 2017. Disponível em: Acesso em: 25 jan. 2018.
- FAVERI, F. L.; FILHO, L. P. G.; RITTA, C. O. A Viabilidade Econômico-Financeiro de Instalação de Kit GNV: um estudo de caso. **XXXIII Encontro Nacional de Engenharia de Produção ENEGEP.**, Salvador-BA, 2013.
- FERNANDES, J. T. A. **Evolução na regulamentação das emissões de gases plouentes em veículos e sua comparação com a utilização de gás natural**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica-Universidade do Minho, Guimarães-Portugal. 2016.
- FERRARI, R. A.; OLIVEIRA, V. D. S.; SCABIO, A. Biodiesel de soja - taxa de conversão em ésteres etílicos, caracterização físico-química e consumo em gerador de energia. **Revista Química Nova**, v. 28, p. 19-23, 2005.
- FERRAZ, F. B. et al. Conversão de um Motor Diesel OM 366 para Gás. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2012**, São Luiz-MA, 2012.
- FERREIRA, A. C. **Modelos de Otimização na Produção de Óleo Diesel: Uma aplicação industrial**. Tese de Doutorado em Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas-Unicamp. Campinas-SP. 2008.
- FERREIRA, V. P. et al. Análise Energética e Exergética de uma Bomba Centrífuga Acionada por um Motor Diesel Alimentada com Diesel, Biodiesel e Misturas Binárias e Ternáriasde Diesel, Biodiesel e Álcool Anidro. **CIBEM 10**, Porto-Portugal, 2011.
- FERREIRA, V. P. et al. A nálise do Desempenho de um Grupo Gerador Alimentado com Diesel, Biodiesel e e uma Mistura Ternária de Diesel, Biodiesel e Álcool. **VII**

- Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2012**, São Luiz-MA, 2012.
- FERREIRA, V. P.; TORRES, E. A.; SILVA, J. P. Avaliação do Desempenho de um Motor de Ignição por Compressão Operando com uma Mistura Diesel/Biodiesel (B5) e Resíduo de Óleo. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM 2012**, São Luiz-MA, 2012.
- FILHO, J. E. B.; ARRUDA, J. B. F. Metodologia de Análise de Demanda por Gás Natural Veicular com Dados de Preferência Declarada e Revelada. **V Encontro Brasileiro de Profissionais do Mercado do Gás.**, São Paulo-SP, 2004.
- FLACH, B. et al. This report contains assessments of commodity and trade issues made by usda staff and not necessarily statements of official u.s. government policy. **EU Biofuels Annual**, n. GAIN Report Number: NL8027, 2018.
- FLIR. **IR Automation Guidebook: Temperature Monitoring and Control with IR Cameras**. [S.l.]: FLIR Systems Incorporated, 2008.
- GARCIA, R. **Combustíveis e Combustão Industrial**. Engenho Novo-RJ: Interciência, 2002.
- GASMIG. **Gasmig**, 2019. Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/GasNatural/Paginas/CaracteristicasFisicasQuimicas.aspx>>. Acesso em: 17 jul. 2019.
- GASNET. **GasNet**, 2013. Disponível em: <http://www.gasnet.com.br/gasnatural/gas_completo.asp#gas1>. Acesso em: 17 jul. 2019.
- GASNET. Entendendo o GNV, 2013. Disponível em: <http://www.gasnet.com.br/gnv/entendendo_gnv.asp>. Acesso em: 19 nov. 2018.
- GIL, A. C. **Métodos e Técnicas de Pesquisa Social**. 6^a. ed. São Paulo: Atlas, 2008.
- GOUVEA, F. R. **Análise da Injeção de Gás Natural Veicular em Motores de Ignição por Compressão com Uso de Biodiesel em Proporções Variadas**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal da Paraíba-UEPB. João Pessoa. 2016.
- GUIMARÃES, A. A. **Eletrônica Embarcada Automotiva**. São Paulo-SP: Érica, 2007.
- GUPTA, H. N. **Fundamentals of Internal Combustion Engines**. 2^a. ed. India: Prentice-Hall, 2009.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Mc Graw-Hill, 1988.
- HOLANDA, A. **Biodiesel e Inclusão Social**. Câmara dos Deputados. Brasília-DF. 2006.
- [HTTP://BRASILESCOLA.UOL.COM.BR/QUIMICA/FUNCAO-MOTOR-COMBUSTAO.HTM](http://brasilecola.uol.com.br/quimica/funcionamento-motor-combustao.htm). Acesso em: 09 nov. 2018.

- IBAMA. **Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores — Proconve/Promot/Ibama**. 3ª. ed. Brasília: (Coleção Meio Ambiente. Série Diretrizes — Gestão Ambiental, n.º 3, 2011.
- IBAMA- INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS. **Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores**, 2004.
- JONSON, J. E. et al. Impact of excess NO_x emissions from diesel cars on air quality, public health and eutrophication in Europe. **Environmental Research Letters**, v. 12, N°9, 2017. ISSN DOI: 10.1088/1748-9326/aa8850.
- JÚNIOR, A. G. M.; FAGÁ, M. T. W. Substituição de Motores Elétricos por Motores de Combustão Interna de Ciclo otto a Gás Natural em Instalações de Bombeamento de Petróleo e seus Derivados. **Congresso Brasileiro P&D em Petróleo e Gás.**, Salvador-BA, 2005.
- JÚNIOR, D. P. D. O. **Apostila Motores de Combustão Interna**. FATEC. Piracicaba-SP. 1997.
- JÚNIOR, R. L. W. **Avaliação das emissões e do desempenho do motor de um veículo utilizando biometano, gás natural veicular, etanol e gasolina como combustível veicular**. Lajeado-RS. 2014.
- KARIM, G. A. A review of combustion processes in the dual engine – the gas diesel engine. **Program Energy Combustion Science.**, V.6,nº3, 1980. 227-285.
- KNOTE, G. et al. **Manual do Biodiesel**. São Paulo-SP: Edgard Blucher, 2006.
- KÖTEN, H.; PARLAKYİĞİT, A. S. Effects of the diesel engine parameters on the ignition delay. **FUEL: The Science and Technology of Fuel and Energy**, v. 216, p. 23-28, 2018. ISSN 0016-2361.
- LATA, A.; MISRA, D. B. Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. **International journal of hydrogen energy**, n. 36, 2011. 3746-3756.
- LOPES, G. S.; FERREIRA, J. V. Análise Termodinâmica, Cinemática e Dinâmica de um Motor com Taxa de Compressão Variável. **XXII Simpósio Internacional de Engenharia Automobilística-SIMEA 2014. Blucher Engeneering Proceedings.**, São Paulo-SP, 2014, N° 2, V.1.
- MAHLE. **Manual Técnico: Curso Mahle Metal Leve - Motores de combustão interna**, 2016.

- MANAVELLA, H. J. **Diagnóstico Automotivo Avançado**. São Paulo-SP: Printed in Brazil, 2009.
- MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. Porto-Portugal: Publindústria, 2016.
- MCCARTHY, P.; RASUL, M. G.; MOAZZEM, S. Analysis and Comparison of Performance and Emissions of an Internal Combustion Engine Fuelled with Petroleum Diesel and Different Bio-Diesels. **Jornal ELSEVIER FUEL 90**, p. 2147-2157, 2011.
- MMA. Ministério do Meio Ambiente. **Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários**, 2011. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/estruturas/163/_publicacao/163_publicacao27072011055200.pdf>. Acesso em: 10 nov. 2018.
- MMA. Ministério do Meio Ambiente, 2018. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/conferencia-das-partes>>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- MME. Ministério de Minas e Energia. **Matriz Energética Nacional 2030**, Brasília, MME-EPE, 2007.
- MME. Ministério das Minas e Energia. Conselho Nacional de Política Energética-CNPE, 2016. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/3733307/32%C2%AA+Reuni%C3%A3o+CNPE+28-06-2016.pdf/7e6c904e-0d63-4046-a0ca-4477ccb41746>>. Acesso em: 10 nov. 2018.
- MME. Ministério de Minas e Energia. **Boletim mensal de acompanhamento da indústria de gás natural**, 2018. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/web/guest/secretarias/petroleo-gas-natural-e-combustiveis-renovaveis/publicacoes/boletim-mensal-de-acompanhamento-da-industria-de-gas-natural/2018>>. Acesso em: 19 nov. 2018.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios da Termodinâmica para a Engenharia**. Rio de Janeiro-RJ: LTC, 2002.
- MORGAN, J. Paris COP 21: Power that Speaks the Truth? **Globalizations**, Vol. 13, No. 6. 2016. 943–951.
- MS MOTOR SERVICE INTERNATIONAL GMBH. **Identificar e eliminar danos nos pistões**. 4. ed. São Paulo, 2014.
- MWM, MOTORES. **Apostila de Treinamento Motores Série Sprint Electronic**. São Paulo-SP: MWM, 2006.

- NESBIT, M. et al. **Comparative study on the differences between the EU and US legislation on emissions in the automotive sector**. European Parliament, 2016.
- PAMPLONA, E. O.; AVILA, P. L.; RICCI, M. T. R. Avaliação Econômica e de Risco do Uso (Gás Natural Veicular) em Frotas de Ônibus Urbano. **XXVI Encontro Nacional de Engenharia de Produção ENEGEP.**, Fortaleza-Ceará, 2006.
- PERIN, G. F. E. A. Emissões de motor agrícola com o uso de diferentes tipos de diesel e concentrações de biodiesel na mistura combustível. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, v. 50, n. Dezembro, p. 1168-1176, 2015.
- PERREIRA, R. H. M.; BRAGA, S. L.; BRAGA, C. V. M. Substituição Parcial do Óleo Diesel pelo Gás Natural em Motores. **V Encontro Brasileiro dos Profissionais do Mercado do Gás.**, São Paulo-SP, 2004.
- PETROBRÁS. **50 perguntas e respostas sobre este mercado: biocombustíveis**. Brasília-DF: Setprint Gráfica e Editora, 2007.
- RAMID, J.; RIBEIRO, A. Declaração do Rio de Janeiro-A Conferência das Nações Unidas sobre meio ambiente e desenvolvimento. **Estudos Avançados**, v. 6, n. 15, p. 153-159, 1992. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/ea/v6n15/v6n15a13.pdf>>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- RESENDE, F. Ethos destaca principais resultados da COP 23. **Instituto Ethos**, 28 nov. 2017. Disponível em: <<https://www3.ethos.org.br/cedoc/ethos-destaca-principais-resultados-da-cop-23/#.Wl4lg66nHIV>>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- ROCHA, J. H. A.; PÓVOAS, Y. V. A termografia infravermelha como um ensaio não destrutivo para a inspeção de pontes de concreto armado: Revisão do estado da arte. **Revista de la Asociación Latinoamericana de Control de Calidad, Patología y Recuperación de la Construcción**, v. 7 (3), p. 200-214, set. 2017. ISSN 2007-6835.
- ROSA, J. S. **Estudo de um motor ciclo Diesel monocilíndrico bi-combustível**. Dissertação de Mestrado. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo Rio Grande do Sul, 2014.
- SANTOS, L. B. **Análise e Desenvolvimento de Técnica e Controle Eletrônico na Utilização Conjunta de Biodiesel-GNV em Motores do Ciclo Diesel**. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica-UFPB, Tese de Doutorado. João Pessoa-Paraíba, 2015.

- SANTOS, L. D. **Termografia infravermelha em subestações de alta tensão desabrigada**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajuba: Minas Gerais. Itajubá. 2006.
- SANTOS, L. R. D. Infoescola. **Biodiesel**, 2017. Disponível em: <<https://www.infoescola.com/quimica/biodiesel/>>. Acesso em: 10 nov. 2018.
- SCHLOSSER, J. F.; CAMARGO, M. N.; MACHADO, P. R. M. Comportamento de um motor de ignição por compressão trabalhando com óleo Diesel e gás natural. **Eng. Agríc., Jaboticabal**, v.24, n.3, p.736-744, set./dez., 2004.
- SHAHABUDDIN, M. et al. Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n.21, 2013. 623-632.
- SILVA, E. **Injeção Eletrônica de Motores Diesel**. São Paulo-SP: Ensino Profissional, 2006.
- SILVA, F. J. D. **MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DUAL OPERANDO COM DIESEL, BIODIESEL E GÁS NATURAL: ANÁLISES DE DESEMPENHO E EMISSÕES**. Tese de Doutorado Universidade Federal de Campina Grande. Campina Grande-PB, 2014.
- SILVEIRA, S. D. **Produção de biodiesel de óleo de macaúba (acrocomia aculeata) via esterificação seguida de transesterificação metílica com catalisador básico**. Programa de Pós Graduação em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos , Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2014.
- STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 3th. ed. Londres: Macmillan Press LTD, 1999.
- TAYLOR, C. F. **The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice**. Cambridge: M.I.T Press Paperback, v. 2, 1985.
- VELA, J. M. Acordos globais para redução da emissão de gases. **Infoescola**, 2018. Disponível em: <<https://www.infoescola.com/clima/acordos-globais-para-reducao-da-emissao-de-gases/>>. Acesso em: 14.11.2018.
- VIANNA, F. C. **Análise de Ecoeficiência: a avaliação do desempenho econômico-ambiental do biodiesel e petrodiesel**. Dissertação de mestrado, Escola Politécnica de São Paulo. São Paulo, 2014.

- VILLANUEVA, L. Z. D. **Uso de Gás Natural em Veículos Leves e Mecanismos de Desenvolvimento Limpo no Contexto Brasileiro**. PIPGE/USP, Tese de Doutorado. São Paulo-SP. 2002.
- WÄRTSILÄ. **Wärtsilä**, 2019. Disponível em: <<https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-50df>>. Acesso em: 10 04.2019.
- www.ebah.com.br/content/abaaabj9uaf/motores-ciclo-diesel-ciclo-otto-dois-tempos-quatro-tempos?part=2. Acesso em: 09 nov. 2018.
- www.fazerfacil.com.br/carros/motor_diesel.htm. Acesso em: 09 nov. 2018.
- www.unet.edu.ve/~fenomeno/f_de_t-151.htm. Acesso em: 09 nov. 2018.
- ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. New York: CRC Press, v. 2: Diesel engines, 2009.
- ZUNIGA, A. D. G. et al. Revisão: propriedades físico-químicas do biodiesel. **Pesticidas: Revista de Ecotoxicologia e Meio Ambiente**, Curitiba-UFPR, v. 21, p. 55-71, jan 2011.

APÊNDICE I

Modelagem termodinâmica do ciclo Otto.

A modelagem matemática do ciclo Otto ideal segue de acordo às transformações termodinâmicas do diagrama pressão x volume apresentadas no capítulo 3:

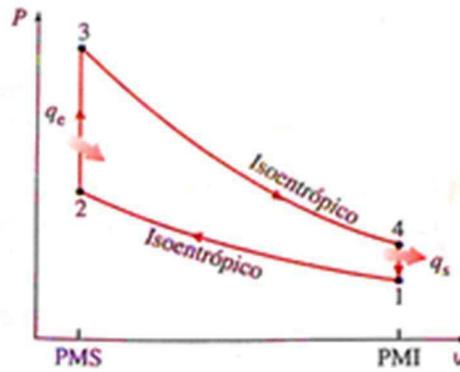


Diagrama $p \times v$ para o ciclo Otto ideal.

Aplicando a lei da conservação da massa, tem-se:

$$\frac{dm}{dt} = m_e - m_s = 0 \quad (\text{I.1})$$

A primeira lei da termodinâmica que descreve a conservação da energia nos diz que:

$$\frac{dE_{oe}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s \quad (\text{I.2})$$

Fazendo a análise de cada processo, tem-se:

No processo 1-2 a mistura ar/combustível contida no sistema é comprimida isentropicamente ao receber trabalho do meio externo W_{12} .

No processo 2-3 ocorre a combustão da mistura através do fornecimento de calor ao sistema por uma fonte externa (liberação da centelha pela vela). O processo se desenvolve a volume constante e não há realização nem recebimento de trabalho. O calor fornecido ao sistema é determinado pela eq. (I.2) que resulta:

$$Q_{23}/m = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (\text{I.3})$$

No processo 3-4 o fluido é expandido isentropicamente realizando trabalho W_{34} à custa da sua energia interna.

No processo 4-1 ocorre a liberação de calor do sistema para o meio externo em uma transformação isovolumétrica sem liberação nem fornecimento de trabalho. Aplicando a eq. (I.2), tem-se:

$$|Q_{41}/m| = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (\text{I.4})$$

Da definição de máquina térmica, Fig. (3.1), tem-se que:

$$\dot{W}_{\text{liq}} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s \quad (\text{I.5})$$

Aplicando a definição de eficiência térmica, tem-se:

$$\eta_t = \frac{w_{\text{liq}}}{q_e} = 1 - \frac{|Q_{41}/m|}{Q_{23}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (\text{I.6})$$

Como os processos 1-2 e 3-4 são isoentrópicos e $V_2 = V_3$ e $V_4 = V_1$, pode-se obter as relações:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad (\text{I.7})$$

Da definição de taxa de compressão, tem-se:

$$r = \frac{V_t}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (\text{I.8})$$

Por fim aplicando as eq.(I.7).e (I.8) na eq.(I.6), chega-se em:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (\text{I.9})$$

Sendo k é a razão entre os calores específicos c_p/c_v .

Pode-se observar que a eficiência térmica do ciclo Otto ideal aumenta com a razão de compressão do motor e da razão dos calores específicos. Vale ressaltar que o aumento da razão de compressão fica limitado ao máximo em 12:1 nesses motores, em decorrência do surgimento de uma anomalia na combustão conhecida como “detonação” ou “knock” a qual foi abordada no capítulo V.

APÊNDICE II

Modelagem termodinâmica do ciclo Diesel

A modelagem matemática do ciclo Diesel ideal segue de acordo às transformações termodinâmicas do diagrama pressão x volume apresentadas no capítulo 3:

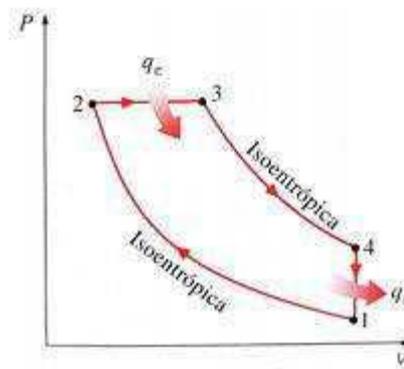


Diagrama p x v para o ciclo Diesel ideal

Aplicando a lei da conservação da massa, tem-se:

$$\frac{dm}{dt} = m_e - m_s = 0 \quad (\text{II.1})$$

A primeira lei da termodinâmica que descreve a conservação da energia nos diz que:

$$\frac{dE_{oe}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum m_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e - \sum m_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s \quad (\text{II.2})$$

Analisando os diversos processos que ocorrem no ciclo, tem-se:

No processo 1-2 temos uma compressão isentrópica com fornecimento de trabalho ao sistema W_{12} promovendo o aumento da energia interna.

No processo 2-3 calor é fornecido ao sistema através da injeção e queima do combustível mantendo-se a pressão constante e aumento de volume. Aplicando-se a eq.(II.2), tem-se que o calor fornecido é dado por:

$$\begin{aligned}
 Q_{23} - W_{23} &= m(u_3 - u_2) \\
 Q_{23}/m &= p_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) \\
 Q_{23}/m &= h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)
 \end{aligned}
 \tag{II.3}$$

No processo 3-4 o fluido é expandido isentropicamente realizando o trabalho W_{34} à custa de sua energia interna.

No processo 4-1 o sistema cede calor ao meio ambiente à volume constante. Não há realização nem recebimento de trabalho e o calor cedido é dado por:

$$\left| Q_{41}/m \right| = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)
 \tag{II.4}$$

Da definição de máquina térmica, Fig. (3.1), tem-se que:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s
 \tag{II.5}$$

Aplicando a definição de eficiência térmica e $k = c_p/c_v$, tem-se:

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{Q_{23}} = 1 - \frac{|Q_{41}|}{Q_{23}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{kT_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}
 \tag{II.6}$$

Definindo agora a “razão de corte r_c ”, como sendo razão entre os volumes do cilindro após e antes do processo de combustão:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \quad (\text{II.7})$$

Por fim, para simplificar-se a eq.(II.6) da eficiência térmica do ciclo Diesel vamos introduzir a eq.(I.7) das relações isoentrópicas, a eq.(I.8) da taxa de compressão e a eq.(II.7). Obtem-se então:

$$\eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (\text{II.8})$$

Os motores a Diesel trabalham com uma taxa de compressão maior, uma rotação menor e queimam o combustível mais completamente em relação ao ICE. Estes fatores fazem com que sua eficiência térmica também seja superior.

APÊNDICE III

Modelagem termodinâmica do ciclo Dual.

A modelagem matemática do ciclo Dual ideal segue de acordo às transformações termodinâmicas do diagrama pressão x volume também apresentadas no capítulo 3.

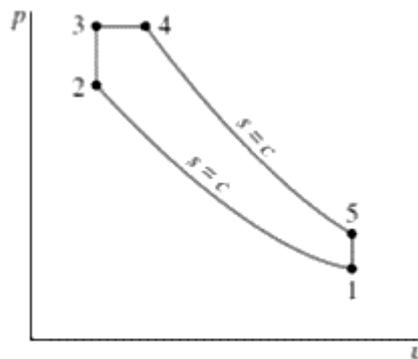


Diagrama p x v do ciclo Dual ideal

Aplica-se as eq.(II.1) da conservação da massa e a eq.(II.2) da primeira lei da termodinâmica nos diversos processos do ciclo dual.

No processo 1-2 ocorre a compressão da mistura ar/combustível admitido com fornecimento de trabalho W_{12} e ausência de transferência de calor: O trabalho fornecido é dado por:

$$\frac{|W_{12}|}{m} = u_2 - u_1 \quad (\text{III.1})$$

No processo 2-3 ocorre a combustão instantânea da mistura ar combustível com o pistão no PMS. Não há realização nem fornecimento de trabalho e o calor fornecido é dado por:

$$\frac{Q_{23}}{m} = c_v (T_3 - T_2) = u_3 - u_2 \quad (\text{III.2})$$

No processo 3-4 o combustível é injetado e queimado gradativamente a pressão constante e com aumento de volume. Há realização de trabalho e fornecimento de calor simultaneamente. As expressões para trabalho realizado e calor recebido são dadas por:

$$\frac{W_{34}}{m} = p(v_4 - v_3) \quad (\text{III.3})$$

e

$$\frac{Q_{34}}{m} = c_p(T_4 - T_3) = h_4 - h_3 \quad (\text{III.4})$$

No processo 4-5 , o fluido é expandido realizando trabalho à custa de sua energia interna e sem transferência de calor. O trabalho realizado é dado por:

$$\frac{W_{45}}{m} = \int p dv \quad (\text{III.5})$$

No processo 5-1, não há realização nem fornecimento de trabalho e o calor rejeitado é dado por:

$$\frac{|Q_{51}|}{m} = c_v(T_5 - T_1) = (u_5 - u_1) \quad (\text{III.6})$$

Utilizando as relações acima, podemos reduzir a expressão da eficiência térmica entre o trabalho líquido do ciclo e o calor total adicionado no ciclo Diesel (MORAN e SHAPIRO, 2002);

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}/m}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)} = 1 - \frac{|Q_{51}|/m}{(Q_{23}/m + Q_{34}/m)} \quad (\text{III.7})$$

$$\eta = 1 - \frac{c_v(u_5 - u_1)}{c_v(u_3 - u_2) + c_p(h_4 - h_3)} \quad (\text{III.8})$$

APÊNDICE IV

Código computacional elaborado em C/C++

```

int piezo = A10;    //pino pra receber as tensoes do piezo (DEF PINO)
int bico = A4;     //amplitude do sinal do bico (DEF PINO)
int fase = A3;     //o pino em que o sensor de fase entra no arduino (DEF PINO)

int injecao;       //quantas injecoes foram feitas
int piezomax;      //maior valor regional do piezo
int flag;          //flag pra evitar supercontagem do sensor de fase

int i,j,k;         //variaveis do for

double tempobico;  //o tempo em que a segunda injecao foi acionada
double tempoexplosao; //tempo da primeira explosao depois da ultima injecao de diesel

double tempoanterior;
double tempoatual;

double arraypiezo[1000]; //array pra comparar os 1000 ultimos valores
double tempopiezo[1000];

int rota;
int flagRPM;
double vel;
double tempo1;
double tempo2;

unsigned long tempoantes;
unsigned long tempodepois;
unsigned long velrpm;

void setup() {

  pinMode(A0, INPUT);
  pinMode(A10, INPUT);
  pinMode(A4, INPUT);
  pinMode(A3, INPUT);

```

```

injecao=0;
piezomax=0;
flag=0;

    tempoantes=0;
    tempodepois=0;

Serial.begin(9600);
    }

void loop() {
    if (analogRead(A3)<1000&&flag==0 )
        {
        flag=1;
        injecao=0;
        tempobico=0;
        tempoexplosao=0;
        piezomax=0;
        }
    if (analogRead(A3)>1000&&flag==1)
        {
        flag=2;
        }
    if (analogRead(A3)<1000&&flag==2)
        {
        flag=3;
        //rota=rota+2;
        }

        if (analogRead(A4)>1000&&flag==3)           //primeiro estagio : pulso do A4
alto e flag zerada
        {
        injecao++;
        flag=4;
        }
        if (analogRead(A4)<1000&&flag==4)           //segundo estagio : pulso do bico
baixo e flag 1
        {
        flag=5;
        }
        if (analogRead(A4)>1000&&flag==5)           //terceiro estagio : pulso do bico
alto e flag 2
        {
        injecao++;
        flag=6;
        }
        if(analogRead(A4)<1000&&flag==6&&injecao==2 ) //quarto estagio : pulso
do bico baixo e flag 3 e a contagem de 2 injeções
        {

```

```

tempobico=micros();
for(i=0;i<1000;i++)          //for isolado pra armazenar os valores do piezo
e tempo
    {
        tempopiezo[i] = micros();
        arraypiezo[i] = abs(analogRead(A10));
    }
for (j=10;j<1000;j++)
    {
        piezomax = max(piezomax, arraypiezo[j]); //compara os valores
de toda array pra saber qual valor maximo
    }
for (k=0;k<1000;k++)          //compara dnv pra pegar o
index do valor max pra pegar seu tempo
    {

        if(piezomax==arraypiezo[k] )
            {
                tempoexplosao=tempopiezo[k]; //tempo de maior amplitude do
piezo
            }
    }

    tempoanterior=tempoatual;          // tempoanterior recebe o valor do
tempoatual printado no ultimo ciclo
    tempoatual=tempoexplosao-tempobico; // tempoatual recebe o novo
valor do delay

    Serial.print(tempoatual);
    Serial.print("          ");
    Serial.print(velrpm);
    Serial.println("RPM");
    flag=0;
    injecao=0;
    tempobico=0;
    tempoexplosao=0;
    piezomax=0;
}

if (analogRead(A3)<1000&&flagRPM==0 )
    {
        flagRPM=1;
    }
if (analogRead(A3)>1000&&flagRPM==1)
    {
        flagRPM=2;
    }
if (analogRead(A3)<1000&&flagRPM==2)
    {

```

```
        tempoantes=micros();
    }
if (analogRead(A3)<1000&&flagRPM==2 )
    {
    flagRPM=3;
    }
if (analogRead(A3)>1000&&flagRPM==3)
    {
    flagRPM=4;
    }
if (analogRead(A3)<1000&&flagRPM==4)
    {
    tempodepois=micros();
    velrpm=tempodepois-tempoantes;
    velrpm=120000000/velrpm;
    flagRPM=0;
    }
}
```

APÊNDICE V -

Dados técnicos do motor MWM 4.07 TCE

| | |
|--------------------------------|---|
| Aspiração | Turbo alimentado Pós-Arrefecido |
| Tipo de Construção | 4 tempos - Injeção Eletrônica Direta |
| Camisas | Secas e substituíveis |
| Cabeçote | Único, fluxo cruzado, c/ 2 dutos p/ admissão: espiral e tangencial |
| Quantidade de Cilindros | 4 em linha |
| Válvulas de admissão / cil. | 2 |
| Válvulas de escape / cil. | 1 |
| Quantidade de válvulas | 12 |
| Diâmetro X Curso | 93 X 103 mm |
| Cilindrada Unitária | 0,700 litros |
| Cilindrada Total | 2,8 litros |
| Primeiro Cilindro | Lado do Volante |
| Ordem de Ignição | 1-3-4-2 |
| Sentido de Rotação | Anti-Horário (Visto do Volante) |
| Peso Seco | 198 kg |
| Taxa de Compressão | 17,2 : 1 |
| Pressão de Compressão | Valor Mínimo (medido na rotação mínima de 200 rpm e temperatura de funcionamento) |
| • motor novo | 28 bar |
| • motor usado | 23 bar |
| Folga de Válvulas | 0,2 mm \pm 0,1 |
| Sistema de Lubrificação | |
| Pressão de óleo (quente) | |
| • Marcha-lenta | 0,7 bar |
| • Rotação Máxima | 4,9 ba |

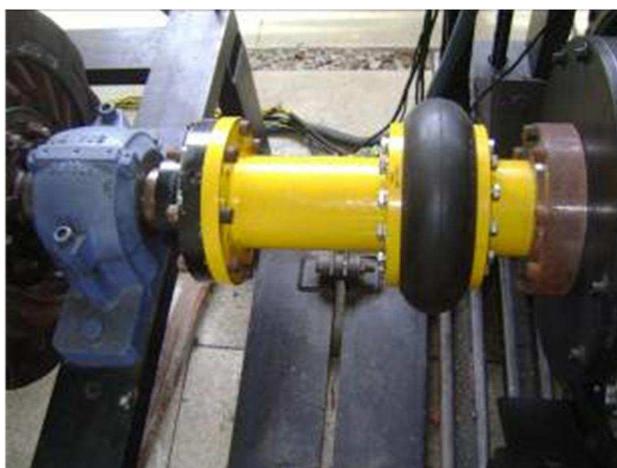
| | |
|---|---------------------------|
| Temperatura Normal do Óleo no Cárter | 106 a 115 °C |
| Temperatura Máx. do Óleo no Cárter | 125 °C |
| Volume de óleo | |
| • Máxima | 8 litros (sem filtro) |
| • Rotação Máxima | 5 litros (sem filtro) |
| Volume do Filtro | 1,0 litro |
| Consumo Máx. de Óleo | 0,3% do consumo de Diesel |
| Sistema de Arrefecimento | |
| Volume de água (s/ radiador) | 4,25 litros |
| Temperatura da água | |
| • Nominal | 80 - 85 °C |
| • Máxima | 110 °C |
| Válvulas termostáticas | |
| • Início de abertura | 79 °C ± 2 |
| • Abertura total | 94 °C ± 2 |
| • Curso mínimo | 8 mm |
| Diferença de temperatura entre entrada e saída do motor | 7 °C |
| Proporção do aditivo | 50% ± 10% |
| Sistema de Combustível | |
| Restrição máxima de entrada de combustível (para bomba de engrenagens) | 0,6 a 1,2 bar |
| Pressão da galeria (Rail) | 350 a 1400 bar |
| Faixa de pressão de combustível na saída do filtro de combustível (na rotação de partida) | 9,7 a 12,8 bar |
| Faixa de pressão de combustível na entrada do filtro de combustível (na rotação de funcionamento) | 10,5 a 13 bar |
| Queda máxima de pressão no filtro de combustível | ≤ 0,8 bar |

APÊNDICE VI

Problemas técnicos solucionados

1 Substituição do acoplamento flexível por outro tipo cardan

Durante a realização dos testes os equipamentos apresentaram quatro problemas graves. O primeiro deles foi o rompimento do elemento elástico do acoplamento flexível que interliga o motor com o dinamômetro. A bancada dínamo métrica foi adquirida junto a um fabricante específico o qual utilizou em sua montagem o acoplamento flexível AT da Antaris com espaçador específico para o equipamento, conforme pode ser visto na Fig. (AP-VI.1).



Fonte: (SANTOS,2015)

Figura AP.VI. 1 Acoplamento Antaris AT com espaçador

De acordo com (SANTOS, 2015), o acoplamento flexível, apresenta grande benefício de absorção de desalinhamento reduzindo o esforço entre o eixo do dinamômetro e o volante do motor. Além disso absorve choques mecânicos no início da rotação, e reduz

os problemas de vibrações e ruídos. Além disso ainda afirma que um eixo cardan não seria recomendado por poder provocar elevadas vibrações e ruídos pelo fato de trabalhar em rotações elevadas.

Por outro lado, o elemento flexível do acoplamento não tem se mostrado resistente o suficiente para efetuar os experimentos até então realizados. Por duas vezes o elemento flexível do acoplamento foi rompido necessitando substituição e, diga-se de passagem, seu custo é alto. A Figura AP.VI.2 ilustra o elemento flexível do rompido e sua remoção do acoplamento.



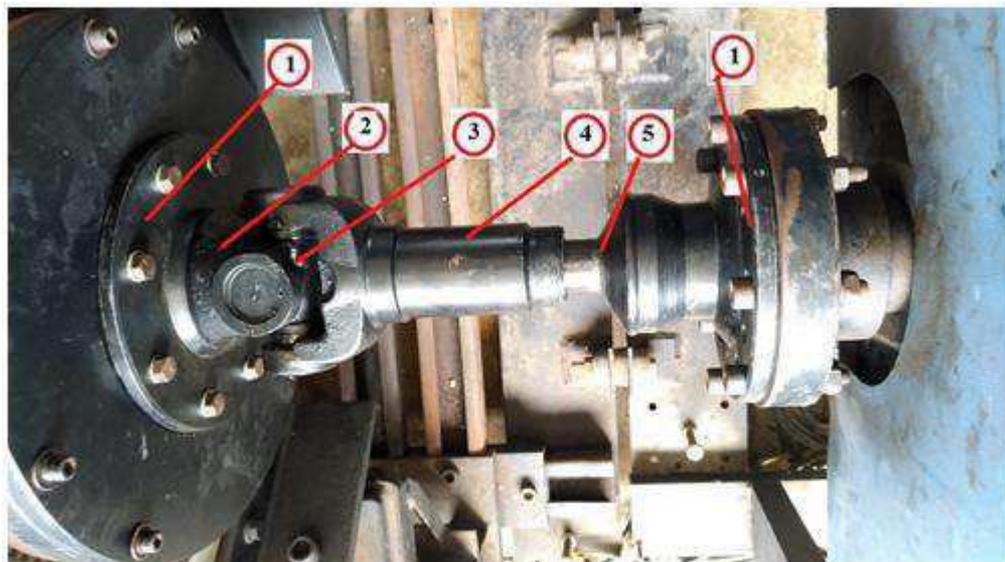
(a)

(b)

Fonte: Elaboração própria

Figura AP.VI.2 Acoplamento AT da Antaris: (a) Expansor ; (b) Elemento flexível avariado

Diante de tal problema, o acoplamento flexível foi substituído por outro do tipo cardan mesmo que o nível de ruído seja um pouco maior. Dessa forma foi projetado, fabricado e instalado um novo acoplamento conforme pode ser visto na Fig. (AP.VI.3). Utilizou-se um conjunto formado pela cruzeta, luva e ponteira aplicada na transmissão do caminhão volkswagen modelo VW 8160. Foram confeccionados dois franges de fixação os quais foram soldados um no suporte da cruzeta e outro na extramidade da ponteira de forma que o conjunto pudesse ser fixado através de parafusos conforme era feito anterior.



1- Flanges de fixação
2- Suporte da cruzeta
3- Cruzeta

4- Luva com fresado interno
5- Ponteira com fresado externo

Fonte: Elaboração própria

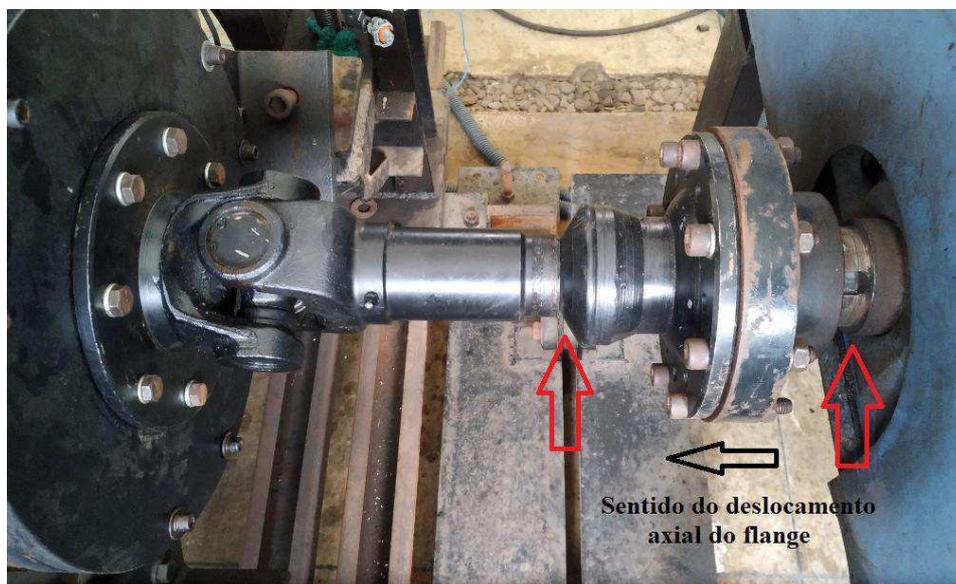
Figura AP.VI. 3 Acoplamento tipo cardan.

Após a instalação do novo acoplamento foram realizados novos teste de resistência com acionamento do freio elétrico – dinamômetro. O acoplamento apresentou um ruído excessivo em baixa rotação e acima de 1000 rpm o nível de ruído reduz drasticamente. Constatamos que tal fato se deve principalmente a uma pequena folga existente entre os fresados que encaixam a luva com a ponteira. Vale ressaltar que esses dois componentes foram adquiridos em doação e usados, haja vista não se tinha recurso suficiente para aquisição de componentes novos. Vale ressaltar o custo final ficou em torno de sete vezes menor quando comparado com aquisição de um cardan novo aduirdo no comércio em empresa especializada. Contabilizou-se a compra de cruzeta e suporte novos, material para fabricação dos flanges adquirido em sucata, material de soldagem, discos de desbastes para lixadeiras e ainda uma ajuda de custo para mão de obra de usinagem⁸.

⁸ Presto meus agradecimentos ao amigo Jorge, torneiro mecânico da cidade de Jequié na Bahia, haja vista doou a luva e a ponteira e ainda executou o serviço de usinagem e soldagem.

2 Cisalhamento dos parafusos de fixação do flange do dinamômetro

Durante a realização de testes para aquisição de dados e ajuste do circuito eletrônico de condicionamento de sinais do sensor de detonação, constatamos um ruído muito forte e não característico do funcionamento do motor em condições normais. Ao desligarmos o motor para averiguação constatamos um deslocamento axial, conforme ilustram as sinalizações da Fig.(AP.VI.4), do flange que interliga o eixo do dinamômetro ao acoplamento cardan que tinha sido instalado recentemente.

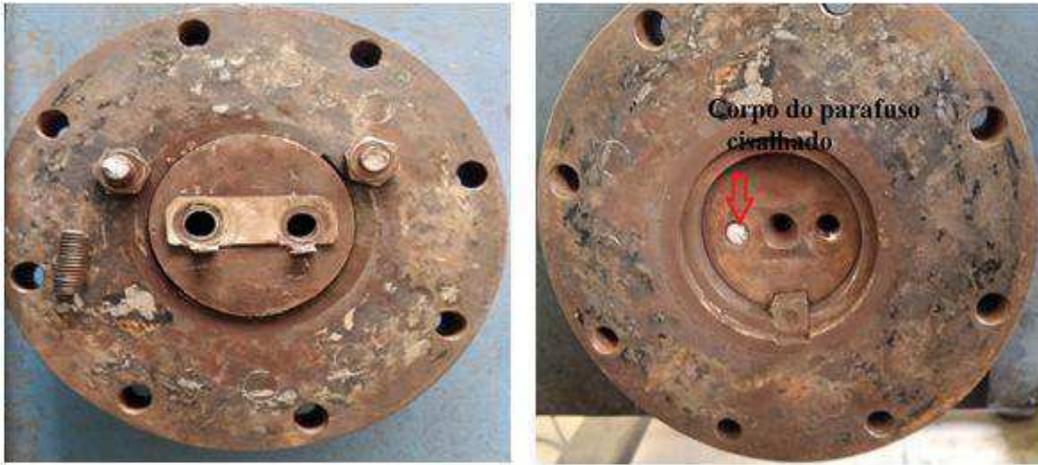


Fonte: Elaboração própria

Figura AP.VI.4 Deslocamento axial do flange

Comparando as Fig. (AP.VI.3) e (AP.VI.4), pode-se perceber claramente o deslocamento axial sofrido pelo flange e parte do acoplamento. A princípio imaginou-se que fosse algo decorrente do acoplamento que tinha sido instalado, entretanto ao desmontar o conjunto, observamos que os dois parafusos de fixação do flange haviam cisalhado. Os parafusos possuíam uma chapa de travamento para evitar que os parafusos folgassem com o giro.

A Figura AP.VI.5 mostra o flange removido e os parafusos cisalhados. Ainda nessa figura pode-se observar que parte do corpo de um dos parafusos cisalhados ficou fixado na rosca do eixo e, portanto, necessitou de um procedimento para sua remoção conhecido como extração.



Fonte: Elaboração própria

Figura AP.VI.5 Cisalhamento dos parafusos de fixação do flange do dinamômetro

Para a realização da extração do corpo do parafuso optamos em fazer um furo o mais próximo possível do centro do corpo do parafuso, haja vista a posição dificultava a operação. Então foram feitos furos com brocas de 4,00 mm, 6,00 mm e 8,00 mm, respectivamente, para só então serem retirados os filetes de rosca que ainda restaram. Em seguida e, com utilização do jogo de machos M10 x 1,5 e um desandador, a rosca foi refeita. A Figuras AP.VI.6 e AP.VI.7 ilustram os procedimentos de extração e reabertura da rosca descritos, respectivamente.



Fonte: Elaboração própria

Figura AP.VI.6 Processo de extração do corpo do parafuso cisalhado



Fonte: Elaboração própria
 Figura AP.VI. 7 Processo de reabertura de rosca

Constatou-se que a causa geradora do cisalhamento dos parafusos tinha sido o assentamento da chaveta que, quando instalada em determinada posição, permitia uma pequena movimentação do flange em relação ao eixo ao ser rotacionado, ficando os parafusos sujeitos a esforços repetitivos de choques durante o funcionamento do motor, principalmente nas partidas, acelerações, desacelerações e ensaios com atuação do dinamômetro. Tal fato ocasionou cisalhamento do parafuso em decorrência de fadiga do material.

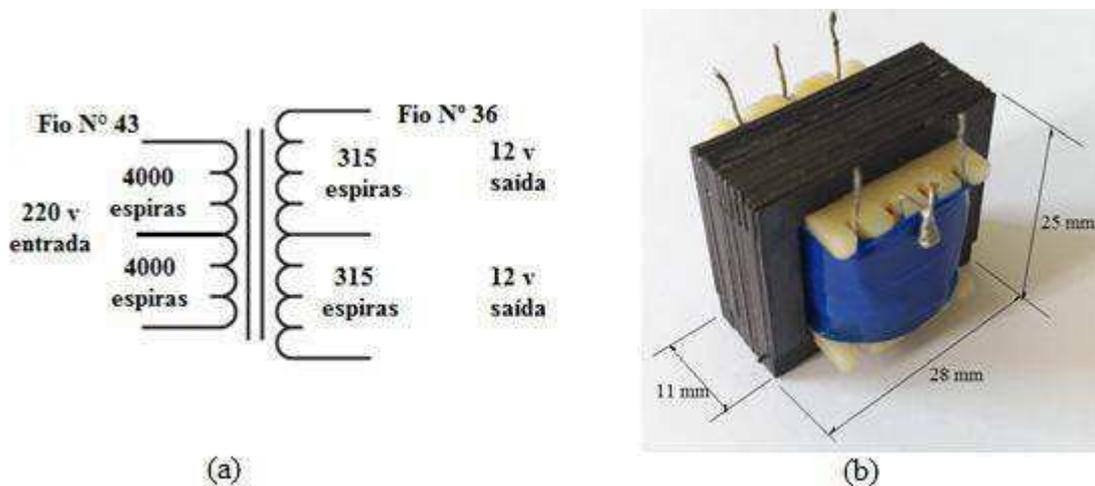
3 Avaria do controle eletrônico do dinamômetro

Outro problema que tivemos durante o período final de testes e aquisição de resultados foi a avaria do controle eletrônico do dinamômetro. Em um determinado momento o controle deixou de atuar no funcionamento do dinamômetro impossibilitando a aquisição dos valores de potência, torque, alteração da rotação do motor, dentre outras. Observou-se que a placa de controle recebia alimentação normalmente, entretanto, não enviava os sinais de controle para o dinamômetro.

Como toda a bancada foi adquirida junto a um fornecedor específico, entrou-se em contato com este o qual informou que seria necessário enviar a placa para que técnicos pudessem avaliar. Acontece que a empresa tem sede no Rio de Janeiro e o tempo de transporte e análise e o custo envolvido seriam elevados.

Diante disso resolveu-se ir à procura de um técnico capacitado que pudesse efetuar uma análise do problema para possível conserto ou substituição definitiva da placa de controle. A placa foi entregue a um técnico que fez uma avaliação criteriosa do princípio de funcionamento da placa e dos componentes nela integrados. Em sua avaliação o técnico suspeitou de um transformador nela existente. Acontece que as referências de muitos dos componentes, inclusive desse transformador, estavam raspadas impossibilitando sua identificação.

Optou-se em retirar o pequeno transformador e procurar um outro profissional que fosse capaz de rebobinar o transformador. Ao desmontar os enrolamentos foi constatado que um deles estava em curto circuito. Além disso foi feito um esquema elétrico do funcionamento do transformador. O problema agora era conseguir os fios com os diâmetros corretos para efetuar o enrolamento. A Figura AP.VI.8 mostra o esquema elétrico do transformador e sua foto contendo as dimensões.



Fonte: Elaboração própria

Figura AP.VI.8 Transformador avariado: (a) esquema elétrico; (b) dimensões

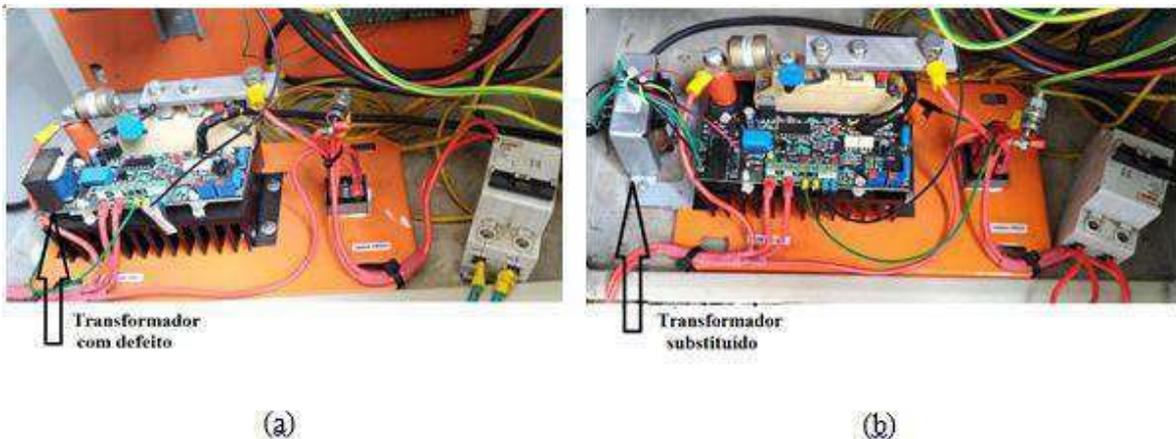
Após vários dias de espera de material, finalmente o transformador foi entregue. Ao ser instalado na placa e esta ser posta em funcionamento, foi observado que a tensão de saída da placa estava abaixo do necessário, conforme avaliação do técnico. De posse do

esquema elétrico do transformador verificou-se que seria fácil de encontrar um transformador novo com características similares que pudesse substituir aquele que foi enrolado. Diante disso, foi efetuada a substituição por outro adquirido facilmente no mercado, haja vista, nesse momento, já se dispunha das informações necessárias para sua aquisição. Salienta-se que as dimensões e a amperagem máxima de saída desse novo transformador eram superiores às do anterior, entretanto em nada iria prejudicar. O esquema elétrico e suas dimensões são mostradas na Fig. (AP.VI.9).



Fonte: Elaboração própria
Figura AP.VI. 9 Transformador substituído

Instalado na placa de controle os testes foram refeitos e, dessa vez, foi verificado que o problema tinha sido resolvido. A Figura AP.VI.10 mostra a placa de controle instalada antes e depois da substituição do transformador. O custo envolvido foi cerca de cinco vezes menor comparado com aquisição de uma placa nova.



Fonte: Elaboração própria
Figura AP.VI. 10 Placa de controle eletrônico do dinamômetro: (a) antes; (b) depois do reparo.

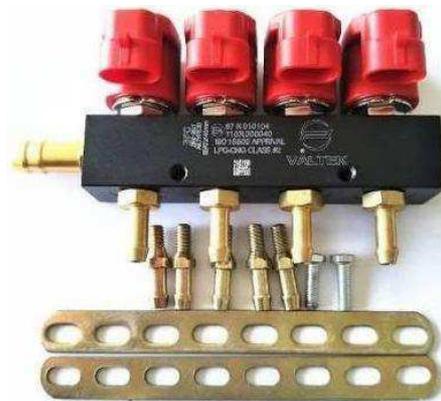
4 Queima de eletro injetores do gás natural

Conforme foi dito inicialmente na introdução desta tese, este trabalho de pesquisa visa dar sequência ao trabalho de (SANTOS, 2015) o qual desenvolveu um controle eletrônico de injeção de gás natural em um motor Diesel sem que houvessem modificações estruturais na originalidade do motor e dos sistemas que o compõem. O uso do sistema de gás é optativo bastando ligar ou desligar o seu controle eletrônico. Sendo assim, todos os testes iniciais foram realizados utilizando o Diesel vendido normalmente nos postos de combustível ou misturas com proporções variadas com biodiesel.

Quando utilizou-se o gás natural como era previsto, foi observado logo de imediato, um cheiro muito forte do gás natural e também um ruído característico indicativo de que havia vazamento no circuito de injeção do gás, mesmo o motor estando fora de funcionamento.

Após algumas análises, foi constatado que dois eletro injetores do gás não estavam estanques. Dessa forma só restava a substituição deles, porém quando em contato com o representante do fabricante, o mesmo nos informou que só seria possível a substituição do conjunto cujo custo seria elevado, isto por se tratar de uma versão mais antiga e mais cara também.

Por outro lado, seria possível a substituição do conjunto por outro mais moderno, de custo mais baixo e que pudessem ser regulado para diversas faixas de vazão. A Fig. (AP.VI.11) ilustra o novo conjunto que foi adquirido e instalado. Além disso o filtro e algumas mangueiras foram substituídos.



Fonte: Elaboração própria
Figura AP.VI. 11 Conjunto de eletro injetores novos

ANEXO I

Efeito de vários fatores no atraso de ignição segundo (GUPTA, 2009)

Effect of various factors on delay period

| <i>Increase in variable</i> | <i>Effect on delay period</i> | <i>Reason</i> |
|---|---|---|
| Ignition quality of fuel: | | |
| (i) Self-ignition temperature | Increases | Difficult to ignite. |
| (ii) Cetane number | Decreases | Reduces the self-ignition temperature. |
| Injection timing: | | |
| (i) advancing | Increases | At injection point the pressure and temperature of air are lower. |
| (ii) retarding | Increases | Increased heat loss. |
| Compression ratio | Decreases | Increases the temperature and pressure of air. Reduces the self-ignition temperature. |
| Injection pressure, rate of injection and drop size | Decreases a little, but no significant change | Surface area increases, this tends to reduce delay. Momentum reduces, this tends to increase delay. |
| Temperature: | | |
| (i) Intake | Decreases | Increases the air temperature |
| (ii) Jacket water | Decreases | Increases the wall temperature and hence that of air. |
| (iii) Fuel | Decreases | Better vaporization, increases reaction. |
| Intake pressure | Decreases | Compression pressure increases. |
| Engine speed | Decreases in milliseconds Increases in °CA. | Heat loss decreases during compression. |
| Air/fuel ratio | Increases | Wall and combustion temperatures are lowered. |
| Load | Decreases | Residual gas and wall temperature increase |
| Engine size | Decreases | Smaller surface-to-volume ratio, less heat loss resulting in higher temperature of compressed air. |
| Fuel jet impingement on the wall | Decreases a little, but no significant effect. | Increase in fuel evaporation and mixing process. |
| Swirl rate | Decreases. | Increases evaporation and mixing, reduces heat transfer, increases the charge temperature. |
| Exhaust Gas Recycle (EGR) | Increases | Less concentration of oxygen. |
| Type of combustion chamber | Decreases for engines with pre-combustion chamber | Compactness of the chamber causing increased temperature and pressure of the charge. |