

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
FATEC SANTO ANDRÉ**

Tecnologia em Mecânica Automobilística

GABRIEL CASTILHANO DA SILVEIRA

São Paulo
2018

**CENTRO PAULA SOUZA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
FATEC SANTO ANDRÉ**

Tecnologia em Mecânica Automobilística

GABRIEL CASTILHANO DA SILVEIRA

**ANÁLISE TÉCNICA PARA SUBSTITUIÇÃO DE ÓLEO DIESEL POR
ETANOL EM MOTORES POR IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso entregue à Fatec Santo André como requisito parcial para obtenção do título de Tecnólogo em Mecânica Automobilística.

Orientador: Prof. Me.
Eliel Wellington Marcelino

Santo André
2018

S587a

Silveira, Gabriel Castilhanos da
Análise técnica para substituição de óleo diesel por etanol em
motores por ignição por compressão / Gabriel Castilhanos da
Silveira. - Santo André, 2018. - 82f. il.

Trabalho de Conclusão de Curso - FATEC Santo André.
Curso de Tecnologia em Mecânica Automobilística, 2018.

Orientador: Prof. Me. Eliel Wellington Marcelino

1. Mecânica. 2. Motores Ciclo Diesel. 3. Motores Ciclo Otto.
4. Veículos. 5. Ignição por compressão. 6. Combustível. 7.
Biocombustível. 8. Emissões de poluentes. I. Análise técnica
para substituição de óleo diesel por etanol em motores por
ignição por compressão.

662.6

LISTA DE PRESENÇA

Santo André, 07 de Julho de 2018

LISTA DE PRESENÇA REFERENTE À APRESENTAÇÃO DO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO COM O TEMA: "ANÁLISE
TÉCNICA PARA SUBSTITUIÇÃO DE ÓLEO DIESEL POR ETANOL EM
MOTORES POR IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO" DO ALUNO DO 6º
SEMESTRE DESTA U.E.

BANCA

PRESIDENTE:
PROF. ELIEL WELLINGTON MARCELINO 

MEMBROS:
PROF. LUIS ROBERTO KANASHIRO 

PROF. FERNANDO GARUP DALBO 

ALUNO:
GABRIEL CASTILHANO DA SILVEIRA 

$$\Delta S \geq 0$$

Rudolf CLausius

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todo corpo docente da FATEC Santo André e a todos os funcionários que de alguma forma contribuíram para o desenvolvimento desta pesquisa.

Em especial agradeço ao professor Jhonny Frank, por seu auxílio inicial para o desenvolvimento teórico do trabalho; ao professor Garup Dalbo, por seu direcionamento técnico e motivacional aos alunos graduandos; e ao professor Eliel Marcelino, por sua orientação e pleno envolvimento com o desenvolvimento desta pesquisa.

Agradeço também a todo auxílio e paciência que minha noiva e minha família demonstraram por mim neste período.

RESUMO

Um dos principais motivos para substituição de combustíveis fósseis por biocombustíveis é o atendimento cada vez mais restrito nos níveis de emissões de poluentes.

É o caso da utilização do etanol como combustível alternativo em motores de ignição por compressão apresentado neste trabalho.

Com o intuito de embasar tecnicamente uma análise dos pontos críticos para esta substituição, serão apresentados as principais características de motores ciclo Diesel e ciclo Otto, bem como as características do óleo diesel e etanol mais relevantes para o processo de combustão espontânea.

Com o auxílio de um software, ao final desta pesquisa, será apresentado uma comparação de desempenho de um motor funcionando tanto com óleo diesel, quanto com etanol.

Palavras chaves: diesel, etanol, combustível fóssil, biocombustível, substituição.

ABSTRACT

One of the main reasons for replacing fossil fuels with biofuels is the increasingly tightness of pollutant emission levels.

It is the case of using ethanol as an alternative fuel in compression ignition engines presented in this research.

In order to technically prepare an analysis of the critical points for using Ethanol in place of Diesel, the main working principles of the Diesel and Otto cycle engines will be presented, as well as the most relevant characteristics of the diesel oil and ethanol of the combustion process by autoignition.

Finally, with the help of a software, a performance comparison will be presented between two Ethanol and Diesel being used into one engine, firstly running with diesel oil and then with ethanol.

Keywords: diesel oil, ethanol, fossil fuels, biofuels, replacement

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	11
LISTA DE TABELAS.....	12
LISTA DE QUADROS.....	13
LISTA DE GRÁFICOS.....	14
LISTA DE SIGLAS.....	15
OBJETIVO GERAL.....	17
OBJETIVO ESPECÍFICO	18
INTRODUÇÃO.....	19
METODOLOGIA.....	21
RESULTADOS ESPERADOS	22
1.0 MOTORES CICLO DIESEL.....	23
1.1 A história do motor Diesel	23
1.2 Princípio de funcionamento.....	26
1.3 Características relevantes	30
1.3.1 Sistema de combustão	31
1.3.1.1 Combustão por autoignição controlada (HCCI – <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>).....	32
1.3.2 Sistema de alimentação de combustível	32
1.3.3 Sistema de injeção de combustível.....	33
1.3.3.1 Sistema Unidade Injetora (UIS – <i>Unit Injector Systems</i>)	34
1.3.3.2 Sistema Bomba-Tubo-Bico (UPS – <i>Unit Pump System</i>)	35
1.3.3.3 Sistema acumulador (<i>Common Rail</i>).....	36
1.3.4 Minimização de emissões de poluente.....	37
1.3.4.1 Recirculação de gases de escape (EGR – <i>Exhaust Gas Recirculation</i>).....	39
1.3.4.2 Redução catalítica seletiva (SCR – <i>Selective Catalytic Reduction</i>)	40
2.0 MOTORES CICLO OTTO.....	40

2.1 Princípio de funcionamento.....	41
2.2 Características relevantes	44
2.2.1 Sistema de alimentação	45
2.2.1.1 Alimentação de combustível com injeção no coletor (PFI).....	45
2.2.1.2 Alimentação com injeção direta na câmara de combustão (GDI)	46
2.2.3 Sistema de ignição.....	46
2.2.4 Sistema de minimização de poluentes.....	47
3.0 COMBUSTÍVEIS	50
3.1 Óleo Diesel	51
3.1.1 Número de cetano (NC)	52
3.1.2 Viscosidade.....	52
3.1.3 Lubricidade.....	53
3.1.4 Poder calorífico	53
3.2 Etanol	54
3.2.1 Octanagem	54
3.2.2 Massa específica	55
3.2.3 Poder calorífico	55
4.0 ANÁLISE DE SUBSTITUIÇÃO DO ÓLEO DIESEL POR ETANOL EM MIC.....	56
4.1 Quanto as características do combustível	57
4.2 Quanto ao processo de combustão	58
4.2.1 Método de combustão.....	58
4.2.2 Alimentação de combustível.....	59
4.2.3 Injeção de combustível	59
4.2.4 Emissões de poluentes.....	59
5.0 COMPARAÇÃO ENTRE DOIS MOTORES: ETANOL HIDRATADO E ÓLEO DIESEL.....	60
5.1 Torque e potência efetiva	60
5.2 Consumo específico (Ce).....	61
6.0 RESULTADOS	62
6.1 Potência, torque efetivo e consumo específico.....	65

7.0	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	69
7.1	Projeções para pesquisas futuras	70
8.0	CONCLUSÃO.....	70
	REFERÊNCIAS	72
	APÊNDICE A.....	74
	ANEXO A.....	78
	ANEXO B.....	79
	ANEXO C	80
	ANEXO D	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Grafico pressão x volume	24
Figura 2: Evolução do desempenho do motor de Rudolf	25
Figura 3: Evolução dos motores ciclo Diesel	26
Figura 4: Admissão	27
Figura 5: Compressão	27
Figura 6: Combustão	28
Figura 7: Escape.....	29
Figura 8: Sistemas do motor Diesel.....	30
Figura 9: Queima de óleo diesel	31
Figura 10: Sistema Unidade Injetora	34
Figura 11: Sistema Bomba-Tubo-Bico	35
Figura 12: Sistema <i>Common Rail</i>	37
Figura 13: Influência do ponto de injeção em emissões de MP e NOx de uma motor de veículo comercial à 1450 rpm em carga média	38
Figura 14: Admissão	41
Figura 15: Compressão	42
Figura 16: Combustão	43
Figura 17: Escape.....	44
Figura 18: Sistema PFI e GDI.....	45
Figura 19: Sistema de ignição	47
Figura 20: Estequiometria x poluentes.....	48
Figura 21: Sinal de saída sonda lambda.....	49
Figura 22: Processamento de frações de petróleo para formação de óleo diesel.....	51
Figura 23: Motor DC9 E02 270 EEV <i>Ethanol</i> - Scania.....	56
Figura 24: Diesel Engine Performance Simulator	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades do óleo diesel e EHC.....	57
---	----

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e com Pós-tratamento (ciclo de teste ESC/ELR).....	39
Quadro 2: Parâmetros editáveis e selecionáveis do DEPS	64
Quadro 3: Entradas e Saídas Motor Etanol	65
Quadro 4: Entradas e Saídas Motor Diesel	66

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 Potência Efetiva	67
Gráfico 2 Torque Efetivo	68
Gráfico 3 Consumo Específico	68

LISTA DE SIGLAS

MCI	Motor de Combustão Interna
MIE	Motor de Ignição Espontânea
MIF	Motor de Ignição à Faísca
MIC	Motor de Ignição por Compressão
VE	Veículo Elétrico
GHG	<i>Greenhouse Gases</i>
CO ₂	Dióxido de Carbono
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
MP	Material Particulado
HC	Hidrocarbonetos
CO	Monóxido de Carbono
SO _x	Óxidos de Enxofre
NH ₃	Amônia
N ₂	Nitrogênio
H ₂ O	Água
C ₂ H ₅ OH	Etanol
PMS	Ponto Máximo Superior
PMI	Ponto Mínimo Superior
HCCI	<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>
EGR	<i>Exhaust Gases Recirculation</i>
SCR	<i>Selective Catalytic Reduction</i>
UIS	<i>Unit Injection System</i>
UPS	<i>Unit Pump System</i>
ESC	<i>European Stationary Cycle</i>
ELR	<i>European Load Response</i>
Água – DI	Água Deionizada
PFI	<i>Port Fuel Injection</i>
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
NC	Número de Cetano
S10	Teor de enxofre de 10 ppm

S500	Teor de enxofre de 500 ppm
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
ACEA	<i>European Automobile Manufacturers Association</i>
Proálcool	Programa Nacional do Álcool
EHC	Etanol Hidratado Combustível
RON	<i>Research Octane Number</i>
MON	<i>Motor Octane Number</i>
SI	Sistema Internacional
PCI	Poder Calorífico Inferior
A/F	<i>Air / Fuel</i>
Ce	Consumo específico de combustível
T	Torque
F	Força
d	Distância
n	Rotação
N	Potência efetiva
mc	Consumo de combustível
DEPS	<i>Diesel Engine Performance Simulator</i>
4T	Quatro tempos
2T	Dois tempos
ppm	Partes Por Milhão

OBJETIVO GERAL

Esta pesquisa tem o objetivo de demonstrar a viabilidade da substituição de óleo diesel por etanol em motores de veículos comerciais com princípio de funcionamento de ignição por compressão, levando-se em consideração algumas características mecânicas dos motores e características físico-químicas do combustível à base de petróleo, relativas ao combustível à base vegetal.

OBJETIVO ESPECÍFICO

Efetuar uma análise de viabilidade de implantação de etanol em motores ciclo diesel por meio da comparação de valores das características de desempenho dos motores, utilizando um software de simulação.

INTRODUÇÃO

Muito tem se falado sobre a extinção de automóveis equipados com motores de combustão interna (MCI) e sua substituição por veículos elétricos (VE). A principal razão disto está relacionada com questões ambientais.

Contudo, a transição e implementação deste tipo de tecnologia, envolve fatores econômicos, políticos, sociais e tecnológicos.

Alguns países da Europa, por exemplo, estão implementando metas de redução de gases de efeito estufa (GHG) na ordem de 20%, quando comparados com níveis de 1990; 20% de toda energia utilizada deverá ser proveniente de fontes renováveis; e redução em 20% no consumo de energia primária, meta a ser atingida com o aperfeiçoamento de eficiência energética. Em 2012, o governo dinamarquês anunciou uma meta de 100% de utilização de energia proveniente de fontes renováveis. Meta essa a ser atingida até o ano de 2050 (TURNER, 2012; ELLISTON, 2012; DIESENDORF, 2012).

Nota-se uma grande oportunidade no desenvolvimento de tecnologias para implantação de combustíveis de base vegetal renováveis em veículos automotores nos próximos anos a fim de atingir as regulamentações cada vez mais rígidas de emissões de poluentes.

No Brasil atualmente, motores por ignição espontânea (MIE), idealizados por Rudolf Diesel são largamente utilizados em veículos comerciais; e motores por ignição por faísca (MIF), idealizados por Nikolaus August Otto, são utilizados principalmente em veículos de passeio.

Segundo Silveira (2018), motores ciclo Diesel apresentam rendimento real entre 30% e 38%, já motores ciclo Otto apresentam rendimento entre 22% e 30%. Apesar do primeiro apresentar melhor rendimento (conversão de energia química em térmica, e térmica em mecânica) e conseqüentemente menores índices de emissões de CO₂ (queima de combustível mais eficiente), os MIEs tendem a emitir valores mais elevados de óxidos de nitrogênio (NO_x) e material particulado (MP), devido às temperaturas mais elevadas na câmara de combustão.

A fim de atender as leis ambientais de emissões e prolongar a utilização de motores à combustão interna de maneira mais eficiente, a utilização de combustíveis renováveis, como o etanol, vem se mostrando uma alternativa para os próximos anos, antes da implantação em larga escala de veículos inteiramente elétricos.

Alguns aspectos serão analisados posteriormente para que a substituição do combustível fóssil pelo etanol possa ser realizada.

METODOLOGIA

A metodologia de pesquisa será baseada em análises de implantação de novas tecnologias, custo de operação, rendimento térmico, emissões de poluentes e disponibilidade dos combustíveis, com o intuito de demonstrar as principais vantagens desta substituição e os principais fatores a serem considerados para implantação em larga escala. Além de análise técnica preliminar de alguns parâmetros de desempenho do motor por meio de simulação.

RESULTADOS ESPERADOS

Com os resultados obtidos da comparação dos fatores listados anteriormente espera-se pontuar os principais aspectos favoráveis e os aspectos que deverão ter especial atenção quanto a substituição do combustível fóssil pelo biocombustível.

1.0 MOTORES CICLO DIESEL

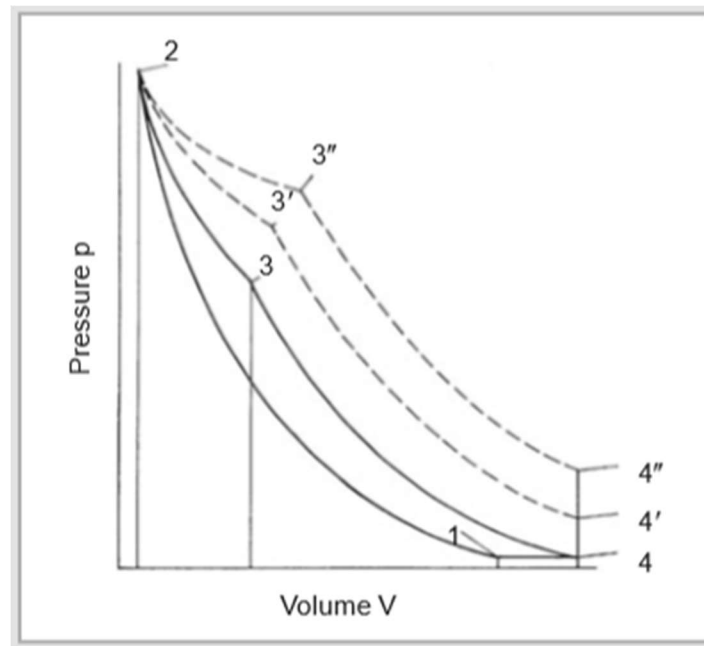
Segundo Pauferro (2012), motores por ignição por compressão, ou ciclo Diesel, são largamente utilizados na indústria de transporte rodoviário de passageiros e de carga no Brasil, e apesar de apresentarem melhor rendimento quando comparados aos motores ciclo Otto, a busca pela redução de emissões de poluentes e material particulado é uma tarefa cada vez mais difícil. Além dos avanços tecnológicos dos motores e desenvolvimento de sistemas de pós-tratamento, a utilização de combustíveis renováveis, como o etanol (largamente utilizado em motores de veículos leves), pode indicar uma tendência para o futuro.

Neste capítulo será apresentado uma breve história do surgimento deste motor e seu princípio de funcionamento, além de algumas características dos motores ciclo Diesel convencionais que podem ser descritas como críticas quando analisadas com uso de etanol.

1.1 A história do motor Diesel

Mollenhauer e Tschoeke (2010) afirmam que este motor foi idealizado pelo engenheiro alemão de pais franceses. Rudolf Diesel apresentou sua primeira patente de uma “máquina térmica racional”, como era chamado por ele, em 1892. Segundo Diesel, o processo de combustão desse motor se baseava no seguinte: Um cilindro comprime, de maneira muito intensa, ar puro (ou qualquer outro gás) e a temperatura atingida é muito superior à temperatura de autoignição de um combustível utilizado (curva 1-2 em fig.1). Por sua vez, esse combustível é injetado de maneira gradual, fazendo com que a combustão ocorra sem significativo aumento de pressão e temperatura (curva 2-3 em fig.1), após o término do fornecimento de combustível, os gases resultantes da combustão se expandem (curva 3-4 em fig.1). Quando o gás é descomprimido para aliviar a pressão, o calor se dissipa pelas linhas isobáricas (curva 4-1 em fig.1).

Figura 1: Grafico pressão x volume



curva 1-2-3'-4' e 1-2-3''-4'' apresentam modificações em períodos de admissão

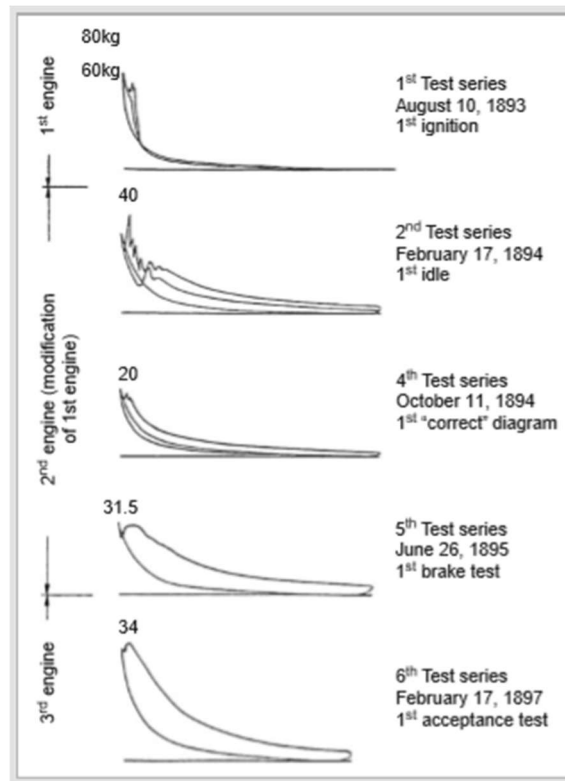
Fonte: Handbook of Diesel Engines

Para cumprir o ciclo de Carnot, Diesel se remeteu ao ciclo de quatro tempos de um motor a combustão. Ele acreditava que uma combustão isotérmica à 800°C seria capaz de manter a carga térmica no motor baixa o suficiente para que ele funcionasse sem sistema de refrigeração, contudo, tal temperatura demandava uma compressão de aproximadamente 250 bar.

Em meados de 1893 Rudolf mandou seu projeto para professores e fabricantes de motores à vapor com o intuito de ganhar incentivos para fabricação de seu motor, que segundo ele, apresentava perdas máximas de 30 a 40% em ciclo real o que corresponderia à aproximadamente 50% de eficiência líquida.

Somente em 1897, após 4 anos de seu primeiro contrato firmado com fabricantes de motores à vapor e inúmeras tentativas para funcionamento satisfatório, seu motor funcionava completamente sozinho e apresentava eficiência real de 26,2%, algo excepcional para a época (fig.2).

Figura 2: Evolução do desempenho do motor de Rudolf



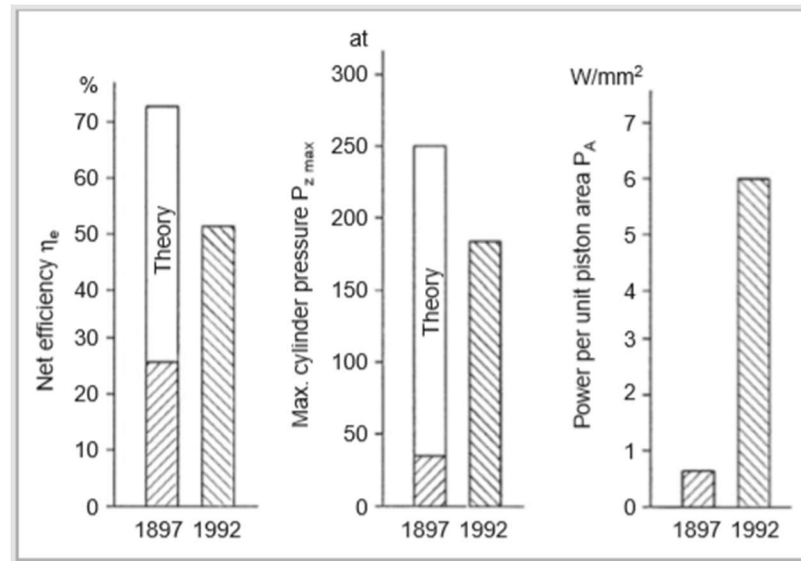
Fonte: Handbook of Diesel Engines

Em 1913, Rudolf Diesel já estava sem forças e beirando a falência (apesar de sua grande invenção), vendo o suicídio como única saída de seus problemas.

Rudolf morreu sem ver o grande desenvolvimento e aplicações veiculares do motor que carrega seu nome.

Na figura 3, é possível observar o desenvolvimento tecnológico de seu motor em um período de aproximadamente 100 anos (fig.3).

Figura 3: Evolução dos motores ciclo Diesel



Fonte: Handbook of Diesel Engines

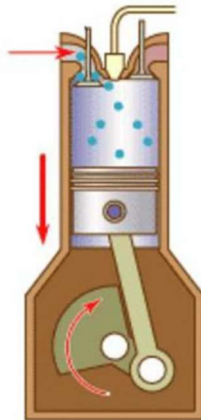
1.2 Princípio de funcionamento

Segundo Bosch, um motor Diesel é um motor com pistão alternativo com formação interna da mistura (heterogênea) e autoignição, contudo, diferentemente dos motores ciclo Otto (onde há admissão de uma mistura de ar/combustível), há admissão de ar apenas, e a combustão ocorre por autoignição do combustível ao ser injetado no cilindro.

A seguir o ciclo quatro tempos aplicados aos motores Diesel é escrito:

Admissão: nesta fase, a válvula de admissão se abre e a válvula de escape mantém-se fechada. O pistão se desloca do ponto máximo superior (PMS) ao ponto máximo inferior (PMI) admitindo ar (fig.4).

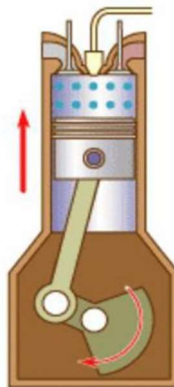
Figura 4: Admissão



Fonte: slideplayer.com.br

Compressão: nesta fase, as válvulas de admissão e escape fecham-se. O pistão se desloca do PMI ao PMS, em compressão adiabática. Isso resulta no aumento da temperatura do ar para uma faixa de aproximadamente entre 700-900°C (BOSCH, 2005) e conseqüentemente o aumento de sua pressão e diminuição de seu volume (fig.5).

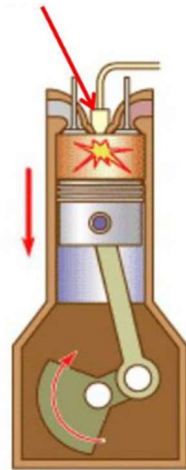
Figura 5: Compressão



Fonte: slideplayer.com.br

Combustão/Expansão: nesta fase, as válvulas de admissão e escape ainda permanecem fechadas enquanto o combustível é injetado no interior do cilindro, ocorrendo a combustão da mistura e conseqüentemente a realização efetiva de trabalho. Com o resultado da combustão/expansão isobárica o embolo se desloca do PMS ao PMI em expansão adiabática (fig.6).

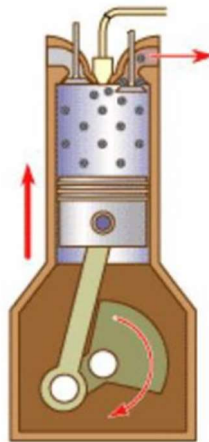
Figura 6: Combustão



Fonte: slideplayer.com.br

Escape: nesta fase os gases resultantes da combustão são expelidos do interior do cilindro. Para tanto a válvula de admissão mantém-se fechada, enquanto a válvula de escape se abre permitindo a saída dos gases graças ao deslocamento do êmbolo do PMI ao PMS (fig.7).

Figura 7: Escape

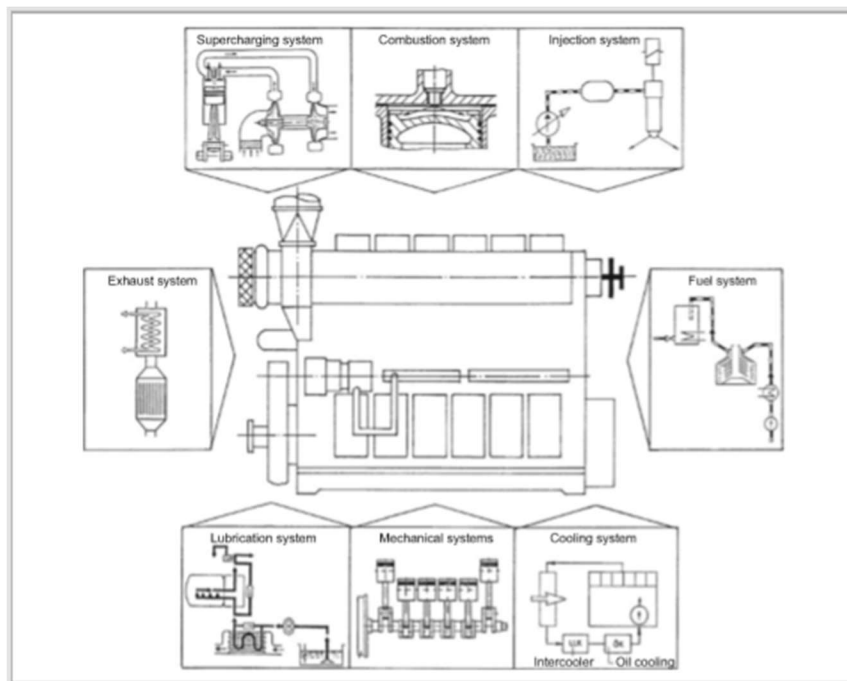


Fonte: slideplayer.com.br

1.3 Características relevantes

Um motor ciclo Diesel apresenta inúmeros sistemas que estão interligados e que garantem o funcionamento satisfatório do motor (fig.8). Para fins de análise desta pesquisa com uso de etanol, serão apresentados a seguir, os sistemas mais relevantes, levando-se em consideração as características de ambos combustíveis (diesel e etanol).

Figura 8: Sistemas do motor Diesel



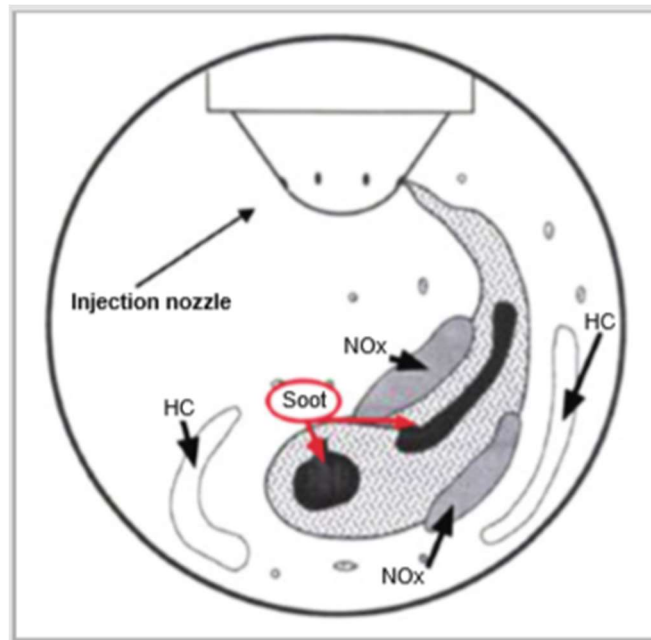
Fonte: Handbook of Diesel Engines

1.3.1 Sistema de combustão

Segundo Mollenhauer e Tschoeke (2010), o processo de combustão do motor Diesel ocorre a partir da formação de uma mistura heterogênea. Ou seja, a formação do fluido de trabalho composto de ar e combustível é realizada no interior do cilindro. Dessa forma, a variação do regime de carga nestes motores é feita pela quantificação de combustível que será injetado no cilindro em determinada rotação.

Conforme Bosch, diferentemente dos motores ciclo Otto que apresentam formação de mistura homogênea realizada de maneira estequiométrica ($\lambda=1$) no coletor de admissão, nos MIC ocorre a variação de λ (relação ar/combustível) de $\lambda=0$ (combustível puro) a $\lambda=\infty$ (ar puro). Isso ocorre a partir da análise de que no centro da injeção de combustível existe o combustível puro; já nas extremidades do cilindro há a presença de

Figura 9: Queima de óleo diesel



Fonte: Handbook of Diesel Engines

ar puro. Sendo assim Mollenhauer e Tschoeke (2010) afirmam que os MIC tendem a trabalhar com excesso de ar; apresentando valores superiores a 15% de presença de ar após a combustão em motores de veículos comerciais pesados em plena carga. Dessa forma, a utilização de um catalizador de três vias utilizado em MIF não é plausível, uma

vez que um ambiente oxidante está sempre presente nos gases de escape dos motores por ignição por compressão.

Ao analisar-se uma queima hipotética de diesel (fig.9) fica nítido a formação dos poluentes mais comuns destes motores. A presença de NO_x (óxidos de nitrogênio) ocorre onde há excesso de ar e altas temperatura na câmara de combustão, já a formação de MP (material particulado) ocorre nas zonas onde há deficiência de ar no jato de combustível, e devido às baixas temperaturas nas frentes de chamas mais distantes do centro, o combustível não consegue oxidar-se por completo.

Sendo assim, como afirmam Mollenhauer e Tschoeke (2010), a formação da mistura ideal depende (além do movimento realizado pelo ar no momento da admissão e de como ele é comprimido) basicamente do sistema de injeção de combustível que deve garantir a pressão de injeção necessária, dosar o combustível, garantir a propagação do jato de combustível, garantir que o jato seja estancado rapidamente, gerar gotículas e misturar o combustível com o ar.

1.3.1.1 Combustão por autoignição controlada (HCCI – *Homogeneous Charge Compression Ignition*)

Segundo Brunetti, um dos métodos mais promissores de injeção de combustível é o método por autoignição controlada. Com ele é possível atingir consideráveis reduções de emissões e conseqüentemente redução substancial no consumo de combustível. Além disso, esse processo permite operações com a maioria dos combustíveis utilizados atualmente.

Ele se resume em um processo no qual o combustível é injetado parcialmente no cilindro consideravelmente antes do PMS (nos tempos de compressão ou até mesmo durante a admissão). Isso acarreta em uma mistura homogênea no cilindro, a qual juntamente com a carga térmica dos gases de escape provenientes de um sistema de recirculação de gases de escape (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*), permite a autoignição do combustível.

1.3.2 Sistema de alimentação de combustível

Segundo Bosch, o sistema de alimentação de combustível tem a função de armazenar, filtrar e oferecer ao sistema de injeção, o combustível necessário a uma determinada pressão em todos os regimes de funcionamento. Entre os principais componentes estão:

- tanque de combustível;
- pré-filtro;
- pré-bomba alimentadora;
- filtro de combustível;
- bomba de combustível (baixa pressão);
- válvula reguladora de pressão;
- tubos de combustível de baixa pressão.

1.3.3 Sistema de injeção de combustível

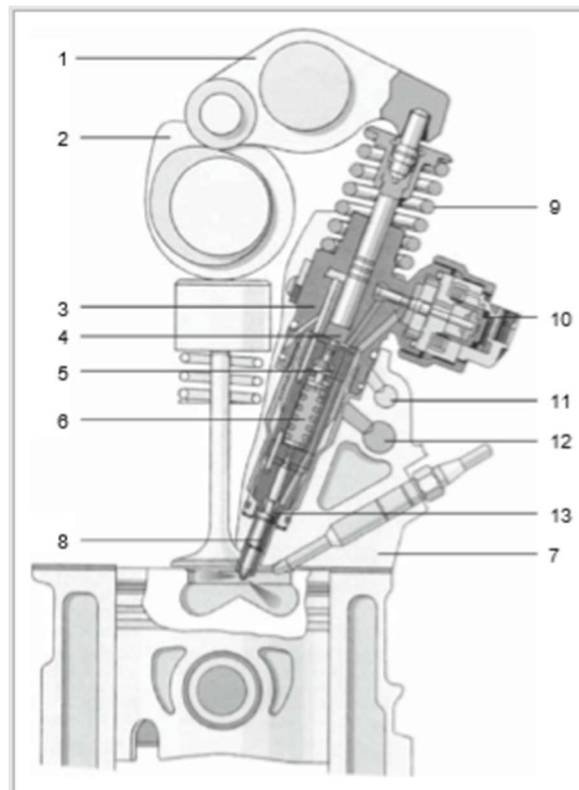
O sistema de injeção de diesel é composto por um estágio de baixa pressão (citado anteriormente) e um estágio de alta pressão (composto basicamente de uma bomba elevadora de pressão, tubos de alta pressão e injetores). Segundo Bosch, no processo de combustão o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão a pressões de até 2000 bar.

Existem basicamente dois tipos de sistemas de injeção, um gerenciado mecanicamente, e outro gerenciado eletronicamente. Neste trabalho, veremos as principais funções e requisitos dos sistemas de injeção gerenciados eletronicamente e mais utilizados na atualidade.

1.3.3.1 Sistema Unidade Injetora (UIS – *Unit Injector Systems*)

Segundo Mollenhauer e Tschoeke (2010), a bomba elevadora de pressão e a válvula injetora formam uma única estrutura física (fig.10) diminuindo o volume contido em alta pressão no sistema e contribuindo para o alcance de pressões extremamente elevadas.

Figura 10: Sistema Unidade Injetora



1 Balancim; 2 Eixo de comando; 3 Corpo de montagem da bomba; 4 Câmara de alta pressão; 5 Êmbolo acumulador; 6 Mola da agulha da válvula; 7 Cabeçote do motor; 8 Injetor; 9 Mola de retorno; 10 Válvula solenoide; 11 Retorno de combustível; 12 admissão de combustível; 13 Amortecedor

Fonte: Handbook of Diesel Engines

No esquema da fig.10, Mollenhauer e Tschoeke (2010), com a válvula solenoide desenergizada o combustível entra pela admissão (12) e flui livremente pelos dutos internos até o orifício de retorno (11). Quando se inicia o processo de injeção, o balancim (1) é acionado pelo ressalto existente no eixo de comando (2) empurrando o êmbolo (5) e a válvula solenoide é energizada aprisionando o combustível na câmara de alta pressão

(4) para ser comprimido. Quando a pressão do combustível ultrapassa os valores de tensão da mola da agulha (6), o injetor (8) se abre, permitindo a nebulização do combustível na câmara de combustão.

1.3.3.2 Sistema Bomba-Tubo-Bico (UPS – *Unit Pump System*)

Seu princípio de funcionamento é o mesmo que o sistema UIS, porém o injetor não faz parte do mesmo corpo físico da unidade. Nesse caso, um tubo de alta pressão faz a conexão entre a unidade injetora e o injetor (fig.11). Esse modelo garante maior liberdade no desenvolvimento do projeto do motor.

Figura 11: Sistema Bomba-Tubo-Bico



Fonte biribomba.com.br

1.3.3.3 Sistema acumulador (*Common Rail*)

Conforme Mollenhauer e Tschoeke (2010), diferentemente dos sistemas de injeção acionados por um eixo excêntrico (UIS e UPS), a geração de pressão no sistema *Common Rail* não é dependente fisicamente da injeção de combustível. A pressão de trabalho do combustível é atingida por uma bomba de alta pressão independentemente da carga do motor. O combustível pressurizado é acumulado em um *rail*, ou tubo acumulador, que está conectado aos injetores comandados por eletroválvulas, que por sua vez estão conectados aos cilindros do motor.

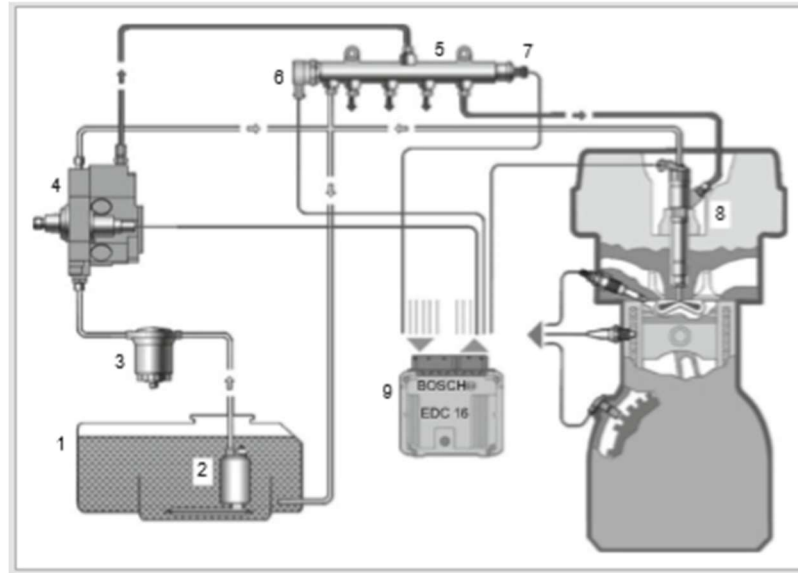
O fato da pressão na câmara de combustão não estar atrelada ao momento e a quantidade de combustível gera alguns benefícios:

- maior flexibilidade para selecionar o início da injeção, a quantidade de combustível a ser injetado e a duração da injeção de combustível;
- altas pressões de injeção, e conseqüentemente, melhor formação da mistura até mesmo em velocidade e cargas baixas do motor;
- provê maior flexibilidade para múltiplas injeções;
- fácil montagem no motor;

Podemos subdividir o sistema *Common Rail* em alguns subsistemas (fig.12). São eles:

- sistema de baixa pressão juntamente com o sistema de fornecimento de combustível (tanque e filtro de combustível, bomba de baixa pressão e linhas de combustível);
- sistema de alta pressão (bomba de alta pressão, acumulador, injetor, sensor de pressão do acumulador, válvula limitadora ou controladora de pressão e linhas de alta pressão);
- Unidade de controle eletrônica, sensores e atuadores.

Figura 12: Sistema Common Rail



1 Tanque de combustível; 2 Bomba de baixa pressão com pré-filtro; 3 Filtro de combustível; 4 Bomba de alta pressão; 5 Acumulador; 6 Válvula limitadora de pressão; 7 Sensor de pressão do acumulador; 8 Injetor; 9 Unidade de controle eletrônico com entradas e saídas para sensores e atuadores

Fonte: Handbook of Diesel Engines

1.3.4 Minimização de emissões de poluente

Segundo Mollenhauer e Tschoeke (2010), a combustão real em motor de combustão interna gera, entre outros, poluentes, monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos não oxidados (HC) e material particulado (MP).

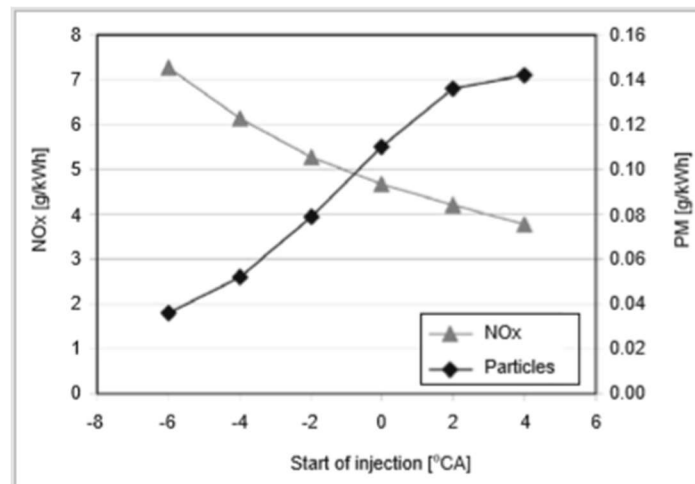
Contudo, os motores ciclo Diesel, por apresentarem elevada eficiência, comparados aos motores ciclo Otto, possuem níveis menores de emissões de CO e CO₂, afirma Bosch. Além disso, devido a rápida combustão do combustível associado às altas temperatura na câmara de combustão favorecem para formação de NO_x.

Segundo Brunetti, uma das mais significantes emissões dos MIC é a de material particulado, consistindo-se basicamente de carbono gerado na combustão no qual outros compostos orgânicos são adsorvidos.

Tanto NO_x quanto MP são preocupações constantes em emissões, todavia, ao aplicar-se medidas de controle dessas emissões diretamente no motor verifica-se um comportamento antagonista entre eles (fig.13).

A fim de atender as legislações (verificar anexo C) cada vez mais exigentes de níveis de emissões de poluentes (quadro 1), dois dos sistemas de minimização de emissões de poluentes pelo escape mais utilizados em MIC de veículos comerciais serão abordados.

Figura 13: Influência do ponto de injeção em emissões de MP e NOx de uma motor de veículo comercial à 1450 rpm em carga média



Fonte: Handbook of Diesel Engines

Quadro 1: Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e com Pós-tratamento (ciclo de teste ESC/ELR)

POLUENTES	LIMITES
	Fase P-7
	Desde 1º/1/2012
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	1,50
hidrocarbonetos (HC em g/kW.h)	0,46
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	2,00
material particulado (MP em g/kW.h)	0,02
opacidade ELR (m ⁻¹)	0,50

Fonte: ibama.gov.br/proconve

1.3.4.1 Recirculação de gases de escape (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*)

Conforme Mollenhauer e Tschoeke (2010), este sistema consiste basicamente, na recirculação dos gases de escape para a admissão. Este sistema pode ser controlado por uma válvula elétrica ou pneumática e tem como objetivo principal a redução de NO_x, uma vez que gases inertes da combustão estão disponíveis no interior do cilindro, fazendo com que a disponibilidade de oxigênio diminua e conseqüentemente haja redução na formação de óxidos de nitrogênio.

Contudo, ressalta-se que a limitação na disponibilidade de oxigênio, acarreta na diminuição da capacidade de oxidação de MP. Portanto, Brunetti afirma que este método requer a utilização de um catalisador de CO e HC, juntamente com um filtro com o intuito de reter material particulado no escapamento.

1.3.4.2 Redução catalítica seletiva (SCR – *Selective Catalytic Reduction*)

Mollenhauer e Tschoeke (2010), afirma que este tipo de sistema tem o intuito de reduzir as emissões de NO_x pelo escapamento do veículo. Seu processo consiste na injeção de amônia (NH₃) no sistema de pós-tratamento convertendo os óxidos de nitrogênio em nitrogênio (N₂) e água (H₂O). Comercialmente uma mistura aquosa com concentração de 67,5% de água-DI e 32,5% de ureia é utilizada como precursora de amônia.

Ao utilizar-se desse tipo de pós-tratamento, adota-se uma condição prévia de redução do material particulado gerado na combustão (e conseqüentemente aumento de óxidos de nitrogênio).

2.0 MOTORES CICLO OTTO

Segundo o website Automotive Hall of Fame, o motor ciclo Otto foi patenteado pelo engenheiro alemão Nikolaus August Otto em 1877 e ficaram conhecidos por serem confiáveis, eficientes e silenciosos.

Em 1886, outro engenheiro alemão, Carl Benz patenteou o primeiro veículo auto propelido que se tem registro. Seu motor, era baseado na patente de Otto. Porém foi sua esposa, Bertha Benz, a maior responsável para introdução de veículos automotores na sociedade. Em 1888, Bertha e seus dois filhos mais velhos, fizeram a primeira viagem registrada de um veículo automotor. Eles visitaram a mãe de Bertha em uma viagem de aproximadamente 100 km com o então veículo nomeado de *Motorwagen*. (AutomotiveHallofFame.com, 2018).

Nesta seção, serão abordados alguns princípios básicos do funcionamento de MIF (motores com ignição por faísca) e alguns pontos relevantes quanto a utilização de etanol hidratado como combustível.

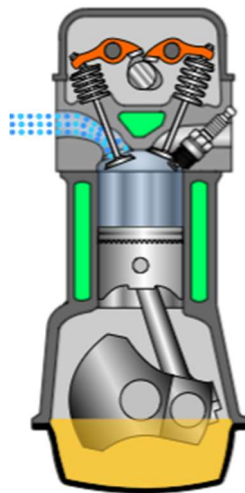
2.1 Princípio de funcionamento

Diferentemente dos motores ciclo Diesel, onde o fluido de trabalho é uma mistura heterogênea, os MIF (motores por ignição por faísca), normalmente apresentam como fluido de trabalho, uma mistura homogênea. Ou seja, a formação da mistura estequiométrica é gerada antes de ser admitida no cilindro.

A principal diferença no funcionamento entres esses dois tipos de motores, é que MIF necessitam de uma fonte de calor externa para que haja a combustão do fluido. A seguir uma demonstração do funcionamento dos quatro tempos de um motor de combustão interna ciclo Otto:

Admissão: nesta fase, a válvula de admissão se abre e a válvula de escape mantém-se fechada. O êmbolo se desloca do ponto máximo superior (PMS) ao ponto máximo inferior (PMI) admitindo uma mistura de ar e combustível. (fig.14).

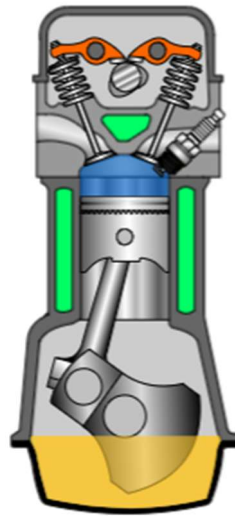
Figura 14: Admissão



Fonte: stefanelli.eng.br

Compressão: nesta fase, as válvulas de admissão e escape fecham-se. O êmbolo se desloca do PMI ao PMS, em compressão adiabática. Isso resulta no aumento da temperatura mistura final da compressão de 400-500°C (BOSCH, 2005) e conseqüentemente o aumento da pressão diminuição do volume (fig.15).

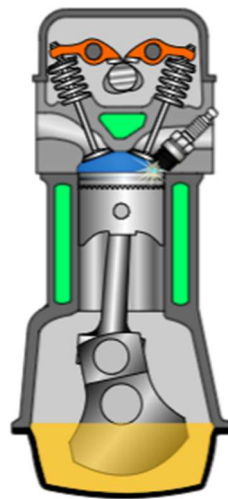
Figura 15: Compressão



Fonte: stefanelli.eng.br

Combustão/Expansão: nesta fase, as válvulas de admissão e escape ainda permanecem fechadas até que uma vela de ignição fornece calor necessária para que haja combustão, por meio de uma faísca elétrica. Com isso, a energia da mistura sobe drasticamente, fazendo com que a combustão seja isocórica. A medida que o êmbolo se desloca do PMS ao PMI ocorre uma expansão adiabática e realização efetiva de trabalho (fig.16).

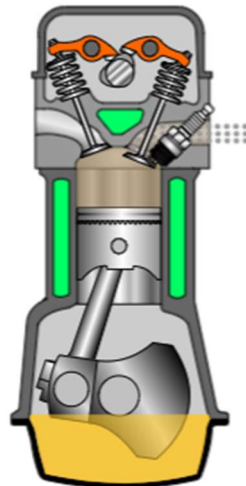
Figura 16: Combustão



Fonte: stefanelli.eng.br

Escape: nesta fase os gases resultantes da combustão são expelidos do interior do cilindro. Para tanto a válvula de admissão mantém-se fechada, enquanto a válvula de escape se abre permitindo a saída dos gases graças ao deslocamento do êmbolo do PMI ao PMS (fig.17).

Figura 17: Escape



Fonte: stefanelli.eng.br

2.2 Características relevantes

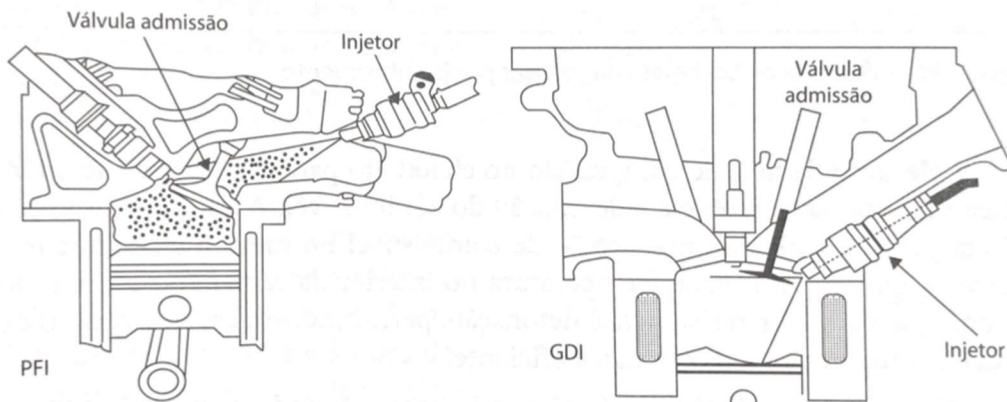
Conforme Bosch (2005), atualmente o desenvolvimento de motores e sistemas de gerenciamento baseiam-se na utilização mista de combustíveis (fóssil ou renovável). Além disso, o etanol impõe algumas exigências especiais ao motor e ao sistema de alimentação, uma vez que as partes de água, ácidos e gomas, podem reagir com materiais utilizados neste sistema.

Assim como nos motores por ignição por compressão (visto anteriormente), nos motores estudados nesta seção, são inúmeros os sistemas auxiliares. Contudo, para fins de objetividade, serão abordados os sistemas relevantes ao tema abordado pelo trabalho.

2.2.1 Sistema de alimentação

Bosch (2005) afirma que este sistema tem a função principal de fornecer a massa de combustível necessária a uma determinada pressão. Quanto a pressão, pode-se categorizá-la quanto ao tipo de sistema de injeção de combustível utilizado no motor. O sistema PFI (*Port Fuel Injection*), com injeção de combustível indireta e formação de mistura homogênea e o sistema GDI (*Gasoline Direct Injection*), com injeção de combustível direta e formação de mistura heterogênea (fig.18).

Figura 18: Sistema PFI e GDI



Fonte: Motores de Combustão Interna v.1

2.2.1.1 Alimentação de combustível com injeção no coletor (PFI)

Segundo Bosch (2005), uma bomba de combustível acionada eletricamente alimenta o combustível e gera a pressão de injeção (entre 3,5-6,5 bar). Este sistema é constituído basicamente de:

- tanque de combustível;
- bomba elétrica de combustível;
- filtro de combustível;
- tubo de pressão;
- regulador de pressão;
- válvulas injetoras;

- galeria de combustível;
- retorno de combustível.

O combustível armazenado no tanque é aspirado pela bomba elétrica e pressurizado através do filtro de combustível e pelos dutos chegando à galeria onde sua pressão é regulada através de uma válvula. O combustível excedente retorna ao tanque por meio de um duto de retorno. Ressalta-se a necessidade de implantação de um filtro de carvão ativado conectado ao tanque. Uma vez que com o aquecimento do combustível, vapores de hidrocarbonetos são gerados e devem ser armazenados para sua utilização posterior injetando-os no coletor de admissão.

2.2.1.2 Alimentação com injeção direta na câmara de combustão (GDI)

Segundo Brunetti (2012), este sistema (muito similar ao sistema de injeção diesel), requer injetores que suportem um ambiente com maior pressão e temperatura, já que estão alocados diretamente na câmara de combustão e uma bomba secundária de combustível.

Diferentemente das pressões de injeção atingidas com os sistema PFI, o sistema GDI requer pressões que variam de 40 a 130 bar, afirma Brunetti. Daí a necessidade de se possuir uma bomba secundária de elevação de pressão de combustível.

Como principais benefícios da injeção direta de combustível, destaca-se a possibilidade de trabalhar-se com taxas de compressões maiores (uma vez que a autoignição do combustível pode ser controlada) e consequentemente maior rendimento e menor consumo específico de combustível.

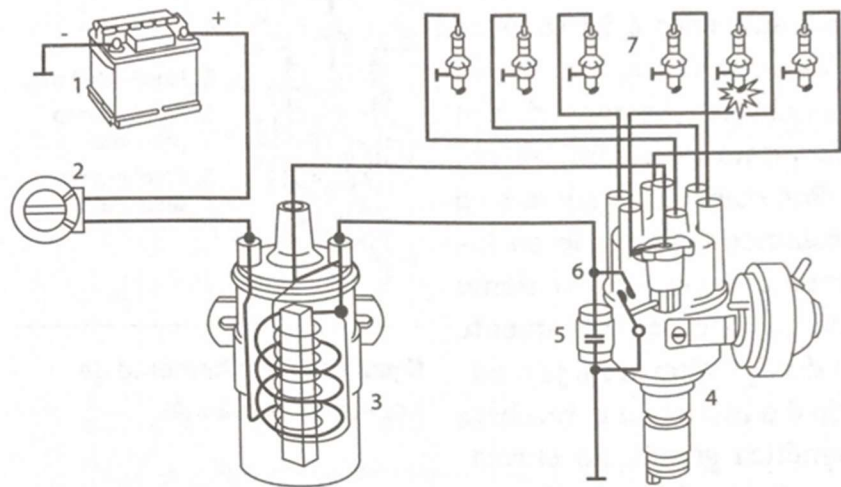
2.2.3 Sistema de ignição

Como foi visto anteriormente, nos MIC a combustão ocorre pela autoignição do combustível em um ambiente propício. Já nos MIF um sistema de fornecimento de cen-

telha elétrica faz-se necessário. Segundo Brunetti (2012), sua principal função é o fornecimento de uma centelha elétrica para cada um dos cilindros no momento exato para que a mistura ar/combustível admitida entre em combustão.

De forma genérica, este sistema é composto por velas de ignição e de um sistema para geração da faísca na vela (fig.19).

Figura 19: Sistema de ignição



1 Bateria; 2 Chave de ignição (painel do carro); 3 Bobina de ignição; 4 Distribuidor de ignição; 5 Condensador; 6 Platinado; 7 Velas de ignição.

Fonte: Motores de Combustão Interna v.1

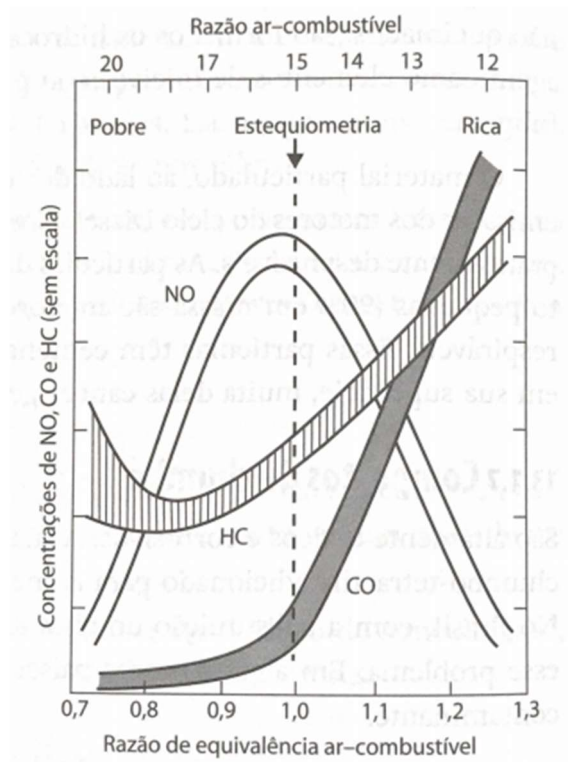
2.2.4 Sistema de minimização de poluentes

Segundo Brunetti (2012), em motores ciclo Otto busca-se principalmente o controle de CO, NO_x e HC, esses por sua vez estão diretamente relacionados com a qualidade da mistura ar/combustível (fig.20).

Assim como visto anteriormente, medidas de controle de emissões realizadas diretamente no motor, como por exemplo empobrecimento ou enriquecimento da mistura, variação do avanço de ignição e aumento da taxa de compressão resultam na qualidade da queima e conseqüentemente na geração de poluentes, contudo, bem como em motores ciclo Diesel onde NO_x e MP formam um binário, nos motores ciclo Otto podemos verificar um comportamento semelhante entre CO/HC e NO_x.

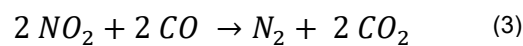
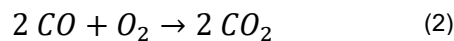
Além do sistema EGR (visto anteriormente) uma possibilidade de redução destes gases nocivos muito utilizado nesses motores é o conversor catalítico (conhecido como catalisador de três vias).

Figura 20: Estequiometria x poluentes



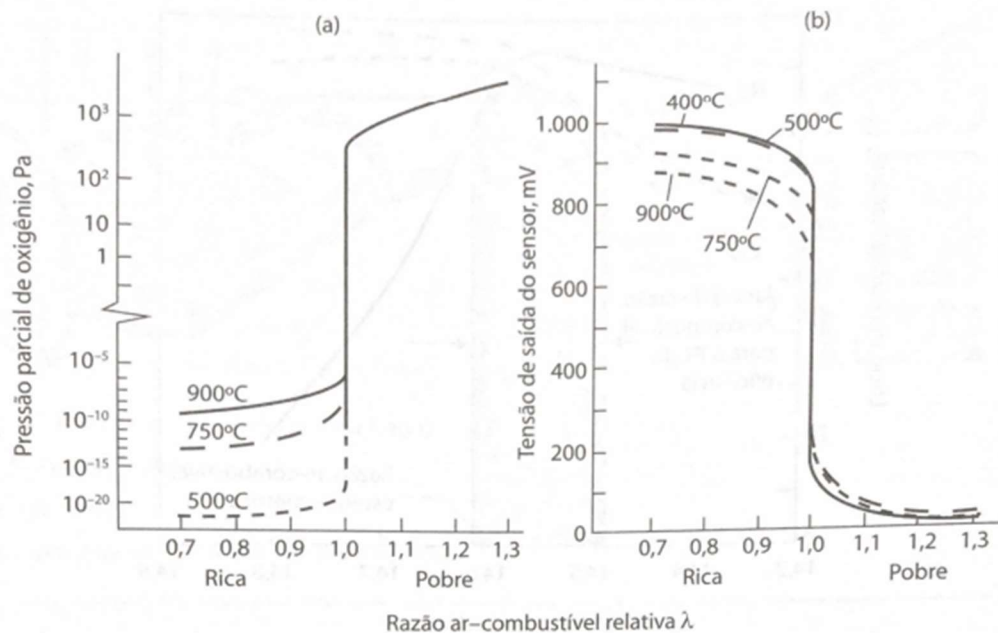
Fonte: Motores de Combustão Interna v.2

De acordo com Brunetti (2012), as reações básicas podem ser representadas pelas equações:



Por conta do balanço das reações, a janela de operação do catalisador é muito estreita, proveniente de uma mistura próxima da estequiométrica ($0,99 < \lambda < 1,00$). Portanto, para um desempenho satisfatório do catalisador, um sistema de gerenciamento eletrônico em malha fechada é crucial. Para o controle eficaz da mistura um sensor de oxigênio, chamado sensor Lambda, deve ser instalado próximo à entrada do catalisador. Este sensor tem a função de verificar a quantidade de oxigênio presente nos gases de escape e informar à unidade eletrônica por meio de um sinal de tensão (fig.21) para que a correção da quantidade em volume do combustível seja feita.

Figura 21: Sinal de saída sonda lambda



Fonte: Motores de Combustão Interna v.2

3.0 COMBUSTÍVEIS

A necessidade de combustíveis para iluminação levou ao desenvolvimento da indústria do petróleo em meados do século XIX. Aliado a isso, o crescimento da demanda de gasolina para veículos automotores consolidou essa indústria do final desse mesmo século (BRUNETTI, 2012).

Segundo o mesmo autor, o surgimento da indústria petroquímica deve-se principalmente ao aumento do consumo de petróleo durante a II Guerra Mundial.

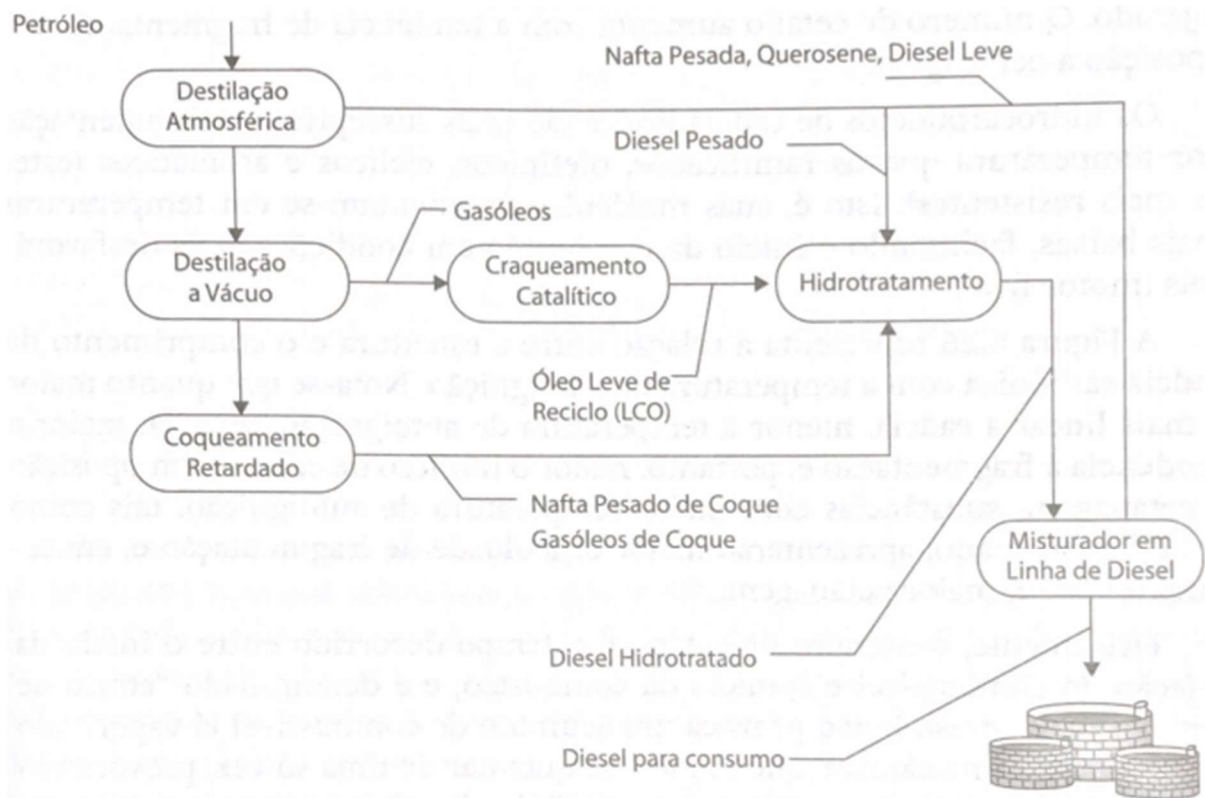
Somente em meados dos anos 70 combustíveis alternativos foram pesquisados. Destaca-se Brasil e Nova Zelândia na utilização em grande escala destes tipos de combustíveis em veículos automotores.

Nesta seção serão abordadas as características físico-químicas principais do óleo diesel e do etanol hidratado, bem como seus principais requisitos quanto ao atendimento como combustíveis.

3.1 Óleo Diesel

Combustível derivado da destilação do petróleo composto basicamente de hidrocarbonetos apresentando de 5 a 17 átomos de carbono. A fim de atender a demanda cada vez maior deste combustível, outros compostos mais pesados são tratados e adicionados à fração de diesel correspondente (fig.22) (BRUNETTI, 2012).

Figura 22: Processamento de frações de petróleo para formação de óleo diesel



Fonte: Motores de Combustão Interna v.1

Na fig.22 é possível observar que as frações de nafta, querosene e diesel leve derivadas da destilação atmosférica seguem diretamente para o misturador em linha de diesel. Gasóleos derivados da destilação a vácuo passam por um processo de craqueamento catalítico, que consiste basicamente na quebra de moléculas grandes em moléculas menores. Com esse processo gera-se um subproduto denominado óleo leve de reciclo e por não atender as exigências como combustível em motores Diesel, passa, juntamente com diesel pesado, nafta pesada de coque e gásóleo pesado de coque, por um

processo de hidrotratamento que tem o objetivo principal de diminuir o teor de enxofre presente nestes compostos.

O óleo diesel deve apresentar inúmeras propriedades para um desempenho satisfatório do motor (ex.: volatilidade, massa específica, número de cetano, densidade, entre outros). Como o intuito de atender ao objetivo proposto por esta pesquisa, serão analisados alguns parâmetro específicos. São eles:

3.1.1 Número de cetano (NC)

Mollenhauer e Tschoeke (2010), afirma a qualidade da ignição do combustível está atrelada ao número de cetano. Este número refere-se ao atraso, tanto físico quanto químico, de autoignição do combustível. Em um motor padronizado em laboratório é atribuído o número de cetano de um combustível, levando-se como base um valor máximo igual a 100 para Cetano e valor mínimo igual a 0 para α -metilnaftaleno.

No Brasil (verificar anexo B), o número de cetano mínimo para o diesel S10 (10 mg/kg de enxofre no diesel) é de 48, já para o diesel S500 (500 mg/kg de enxofre no diesel) é de 42 (Resolução ANP N°50/2013).

Pode-se afirmar então que o número de cetano é crucial para o bom funcionamento do motor, pois está relacionado com o instante real de ignição do combustível, favorecendo para que haja o controle necessário do início da combustão em diferentes regimes de carga do motor.

3.1.2 Viscosidade

A viscosidade está diretamente relacionada com a alimentação de combustível pelas bombas e pela estratificação do combustível pelo injetor. Basicamente, altas viscosidades cinemáticas causam problemas para o bombeamento do combustível em temperaturas baixas, além de dificuldades em partidas a frio e formação deficiente do jato de injeção (formação de grandes gotículas). Já viscosidade cinemáticas baixas interferem geram perdas de potência em altas temperaturas, além de desgaste excessivo nas bombas (MOLLENHAUER, 2010; TSCHOEKE, 2010).

3.1.3 Lubricidade

Uma das principais características do óleo diesel (além de combustível), é sua capacidade de lubrificação do sistema de alimentação e injeção de combustível. Com a necessidade de redução de teores de óxidos de enxofre (SO_x), o óleo diesel passa pelo processo de hidrotreatamento (visto anteriormente), e durante este processo, compostos polares e aromáticos que fornecem a ele a capacidade de lubrificação também são removidos, fazendo com que em alguns casos seja necessário a utilização de aditivos específicos. No Brasil utiliza-se biodiesel na composição do óleo diesel final, o qual apresenta boas características de lubricidade (BRUNETTI, 2012).

No Brasil, atualmente a adição de biodiesel em teor de 10% do volume total é obrigatória (Lei nº 13.263/2016), (verificar anexo D).

3.1.4 Poder calorífico

O poder calorífico é a quantidade de calor liberado na combustão por unidade de massa ou volume, desconsiderando-se o calor liberado pela condensação da água (visto que em um motor de combustão interna, o vapor de água presente no resultado da combustão não condensa). Esta característica está diretamente relacionada com a densidade do combustível, suas características de vaporização e sua composição (MOLLER, 2010; TSCHOEKE, 2010).

Segundo a ACEA (Associação dos Fabricantes de Automóveis da Europa), o óleo diesel, por apresentar maior densidade (frações de carbono maiores), possui, em média, poder calorífico em volume 15% maior que o valor apresentado na gasolina ($36,9 \text{ MJ/dm}^3$ e $33,7 \text{ MJ/dm}^3$, respectivamente).

3.2 Etanol

Segundo Bosch (2005), o etanol tem origem biogênica (fermentação da cana-de-açúcar) e tem extrema importância quanto a emissões de CO₂.

É um composto oxigenado de fórmula química C₂H₅OH. Sua primeira aparição como combustível automotivo foi no final do século XIX. Nos anos seguintes sua utilização pura ou misturado à gasolina (com o intuito de melhorar as características antidetonantes) foi utilizada largamente (BRUNETTI, 2012).

Os mesmos autores afirmam que no Brasil, sua utilização em grande escala iniciou-se no início da década de 70, quando os valores do barril do petróleo tiveram aumentos de mais de 400%. Nascia o Programa Nacional do Álcool (Proálcool), que no início tinha como objetivo a aditivização da gasolina com etanol anidro (sem água na composição). No final desta mesma década, os primeiros veículos movidos totalmente a base de etanol hidratado combustível (EHC) foram lançados no mercado.

No anos seguintes, existiram quedas na produção de etanol e conseqüentemente sua utilização como combustível diminuiu, voltando com força novamente somente em meados dos anos 2000, com a entrada dos primeiros veículos *flex fuel* (capazes de utilizar gasolina, etanol ou qualquer mistura entre ele) (BRUNETTI, 2012).

Assim como no óleo diesel, o etanol hidratado deve obedecer a certos requisitos quanto a sua qualidade. Serão abordadas algumas de suas características levando-se em consideração sua utilização em motores de ignição por compressão.

3.2.1 Octanagem

O número de octano remete à qualidade antidetonante do combustível. Em motores ciclo Otto é de extrema importância, uma vez que a mistura homogênea, quando comprimida pelo êmbolo, não deve entrar em autoignição. Seu número varia em uma escala de 0 a 100, e assim como na determinação do número de cetano do óleo diesel, 0 é atribuído à substância com menor resistência à pré-ignição (n-heptano), e 100 é atribuído à substância com maior resistência (isooctana). De maneira básica existem duas formas de obter-se o número de octana. Pelo método RON (Método de Pesquisa) e método MON (Método de Motor) (BOSCH, 2005).

Segundo Brunetti (2012), a octanagem do etanol é de aproximadamente 90 (MON) e 106 (RON).

3.2.2 Massa específica

A massa específica representa o quociente entre a massa de combustível em um determinado volume a uma dada temperatura. No Sistema Internacional (SI) é representada por Kg/m³. Normalmente, quanto maior o seu valor, mais lenta costuma ser a queima (PAUFERRO, 2012).

A massa específica do etanol hidratado combustível a 20,0°C é de aproximadamente 800 kg/m³ (Resolução ANP N°19/2015), (verificar anexo A).

3.2.3 Poder calorífico

Brunetti (2012) afirma que o poder calorífico inferior em massa do etanol é de aproximadamente 26,8 MJ/kg.

Ao considerarmos a massa específica de 800 kg/m³ temos (equação 4):

$$PCI_{volume} = \frac{26,8 * 800}{1000} [MJ/dm^3] \quad (4)$$

Onde:

PCI_{volume} = Poder calorífico inferior em MJ/dm³

26,8 = Poder calorífico inferior em KJ/kg

800 = Massa específica a 20,0°C ^{huhuihuih}

1000 = fator de conversão de m³ para dm³

Assim o PCI_{volume} do etanol é de 21,44 MJ/dm³.

4.0 ANÁLISE DE SUBSTITUIÇÃO DO ÓLEO DIESEL POR ETANOL EM MIC

Como foi demonstrado anteriormente, a principal diferença entres os MIF e MIC é como se dá a formação da mistura e sua ignição.

Pode-se afirmar portanto, que as características físico-químicas do combustível tem papel fundamental para que a combustão ocorra no momento esperado e com intensidade adequada.

Apesar de já existir no mercado veículos comerciais com este tipo de tecnologia, como é o caso de alguns motores de 9 litros oferecidos pela Scania (fig.23), a tecnologia aplicada para seu desenvolvimento ainda é muito restrita. Com isso, tendo em vista os conceitos apresentados até o momento, alguns pontos relevantes na substituição do óleo diesel por etanol em MIC serão abordados.

Figura 23: Motor DC9 E02 270 EEV *Ethanol* - Scania



Fonte: svmchaser.wordpress.com

4.1 Quanto as características do combustível

Na seção de combustíveis, foram apresentadas algumas características principais do etanol e do óleo diesel, com isso podemos formular uma tabela de comparação (tabela 1), tendo como referência o óleo diesel, uma vez que ele é o combustível base para o funcionamento do motor neste ciclo.

PROPRIEDADES	UNIDADE	DIESEL	ETANOL
Massa específica a 20°C	kg/m ³	830	800
Número de Cetano	-	48	-
Número de Octano (MON)	-	-	90
Temperatura de autoignição	°C	254	363
PCI	MJ/l	36,9	21,44
Relação A/F	kg/kg	14,6	9
Calor latente de vaporização	kJ/kg	375	918

Tabela 1 - Propriedades do óleo diesel e EHC

Fonte: adaptado de Multi-objective optimization of ethanol fuelled HCCI engine performance using hybrid GRNN-PSO; Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emissions products from diesel engines: A review; Resolução ANP N° 50/2013; Resolução ANP N° 19/2015

Com os valores tabulados é possível apontar alguns itens críticos para um funcionamento satisfatório de um motor ciclo diesel rodando com etanol hidratado:

- Número de cetano e número de octano são inversamente proporcionais, conferindo ao etanol uma capacidade inferior quanto a sua capacidade de autoignição, traduzindo-se em um atraso de ignição maior;
- Poder calorífico inferior em volume do etanol cerca de 60% menor. Traduzindo-se em uma necessidade maior de combustível para se obter uma mesma quantidade de energia na combustão, em um determinado volume;
- Relação A/F (ar/combustível) do etanol cerca de 60% menor. Demonstrando uma necessidade maior de combustível em massa para preencher um mesmo volume;
- Calor latente de vaporização do etanol cerca de 250% maior. Demonstrando uma quantidade de energia muito maior para que haja a transformação do estado físico.

4.2 Quanto ao processo de combustão

Foram mostrados anteriormente os requisitos necessários para a ocorrência satisfatória da combustão. Para tanto a temperatura no interior da câmara de combustão, a pressão e a quantidade de combustível injetado e admissão do ar são cruciais.

Com base no que foi apresentado até o momento, algumas possibilidades serão apresentadas para que a combustão ocorra de forma satisfatória.

4.2.1 Método de combustão

Pelo fato do etanol apresentar uma característica de atraso de ignição mais elevada que o óleo diesel (número de cetano), o processo de autoignição controlada, ou ignição por compressão de uma carga homogênea, demonstra ser promissor para este tipo de configuração de motor.

Para a realização deste processo de combustão algumas medidas devem ser consideradas:

- Altas taxas de compressão podem ser utilizadas, para favorecer a autoignição do etanol no momento requerido e melhorar o consumo específico;

- Na escolha de um sistema de minimização de emissões deve ser levado em consideração, não somente a redução de um determinado poluente, mas também seu papel no processo de combustão. A utilização de um sistema EGR mostra-se muito eficiente, já que a carga térmica dos gases inertes provenientes da combustão, pode ser utilizada;

- Além disso pode-se utilizar aquecedores no coletor de admissão controlados eletronicamente. Esse processo eleva a carga térmica do ar antes da admissão favorecendo o controle da temperatura do ar admitido.

4.2.2 Alimentação de combustível

No tópico 1.3.2 foi apresentado o sistema de alimentação convencional de um motor ciclo Diesel. Para que o mesmo sistema opere com etanol, alguns pontos devem ser levados em consideração:

- como o etanol normalmente necessita de uma quantidade de combustível maior para se obter uma mesma quantidade de energia na combustão, naturalmente o seu consumo específico será maior, necessitando assim de um tanque de combustível que atenda uma autonomia desejada.
- todo o sistema de alimentação deve ser compatível quimicamente com o etanol.
- os materiais utilizados na fabricação do motor deverão ser reavaliados sob o aspecto de desgaste e corrosão, uma vez que, o etanol hidratado inclui H₂O em sua composição.

4.2.3 Injeção de combustível

Dos três sistemas de injeção de combustível apresentados, pode-se ressaltar a utilização do sistema acumulador (*common rail*). Pelo fato desse sistema apresentar maior flexibilidade quanto ao momento de injeção de combustível, uma vez que a geração de pressão de injeção independe da posição linear do êmbolo no cilindro, tornando-se possível atender ao processo de ignição por compressão de uma carga homogênea (HCCI).

4.2.4 Emissões de poluentes

As emissões de NO_x e MP são constantes preocupações de motores operando em ciclo diesel. A utilização de etanol hidratado remete a minimização ainda maior nas emissões de CO₂, contudo a geração de MP e NO_x ainda devem ser monitoradas.

Alguns estudos demonstraram que um motor operando em HCCI e com injeção de etanol hidratado em várias proporções de diluição em água contribui para uma redução significativa de NO_x e MP. Em partes, no processo HCCI, a mistura é essencialmente pobre, resultando em temperaturas de frente de chamas menores e conseqüentemente

redução nas emissões de NO_x, além disso, como a mistura é homogênea, não há formação de pontos de mistura excessivamente rica (como em pontos próximos aos injetores em motores ciclo diesel) e conseqüentemente há redução na formação de material particulado (MACK, 2009; ACEVES, 2009; DIBBLE, 2009).

Vale ressaltar que compostos oxigenados, como é o caso do etanol, têm maior propensão à liberação de aldeídos pelo escapamento. Aldeídos são compostos formados em etapas transientes da oxidação de hidrocarbonetos e álcoois, principalmente em queimas incompletas. Possuem odor forte e causam irritação na mucosa e vias respiratórias, além de serem precursores de gases oxidantes, como o ozônio (BRUNETTI, 2012).

5.0 COMPARAÇÃO ENTRE DOIS MOTORES: ETANOL HIDRATADO E ÓLEO DIESEL

Nesta seção será feita uma comparação quanto ao desempenho e consumo específico de combustível de dois veículos comerciais similares. Um operando com motor ciclo diesel convencional, e outro operando com motor ciclo diesel abastecido com etanol hidratado.

Os valores para realização da análise foram obtidos com o auxílio do software MATLAB versão 2014a, da desenvolvedora MathWorks.

5.1 Torque e potência efetiva

Torque efetivo é a força torcional medida na saída da árvore de manivelas do motor e está diretamente relacionada com a potência efetiva, uma vez que ela é definida pelo produto da velocidade angular na saída do eixo do motor pelo trabalho (torque efetivo) realizado. No Sistema Internacional, é dada em Watt (W) (BRUNETTI, 2012).

O torque é definido conforme a equação abaixo:

$$T = F \cdot d \text{ [Nm]} \quad (5)$$

Onde:

T = torque na árvore de manivelas – Nm

F = força na cabeça do êmbolo decorrente da combustão – N

d = distância entre o mancal fixo e mancal móvel da árvore de manivelas – m

A potência efetiva é definida conforme a equação abaixo:

$$N = 2\pi \cdot n \cdot T \text{ [W]} \quad (6)$$

Onde:

N = potência efetiva – W

n = rotação do motor – rps

T = torque efetivo – Nm

Obs.: 1kW = 0,00136 cv

5.2 Consumo específico (Ce)

Segundo Brunetti (2012), consume específico é a relação da massa de combustível e a potência efetiva (equação 7):

$$C_e = \frac{mc}{N} \text{ [kg/kWh]} \quad (7)$$

Onde:

Ce = consumo de combustível por unidade de potência - kg/kWh

mc = consumo de combustível em massa – kg

N = potência efetiva – kWh

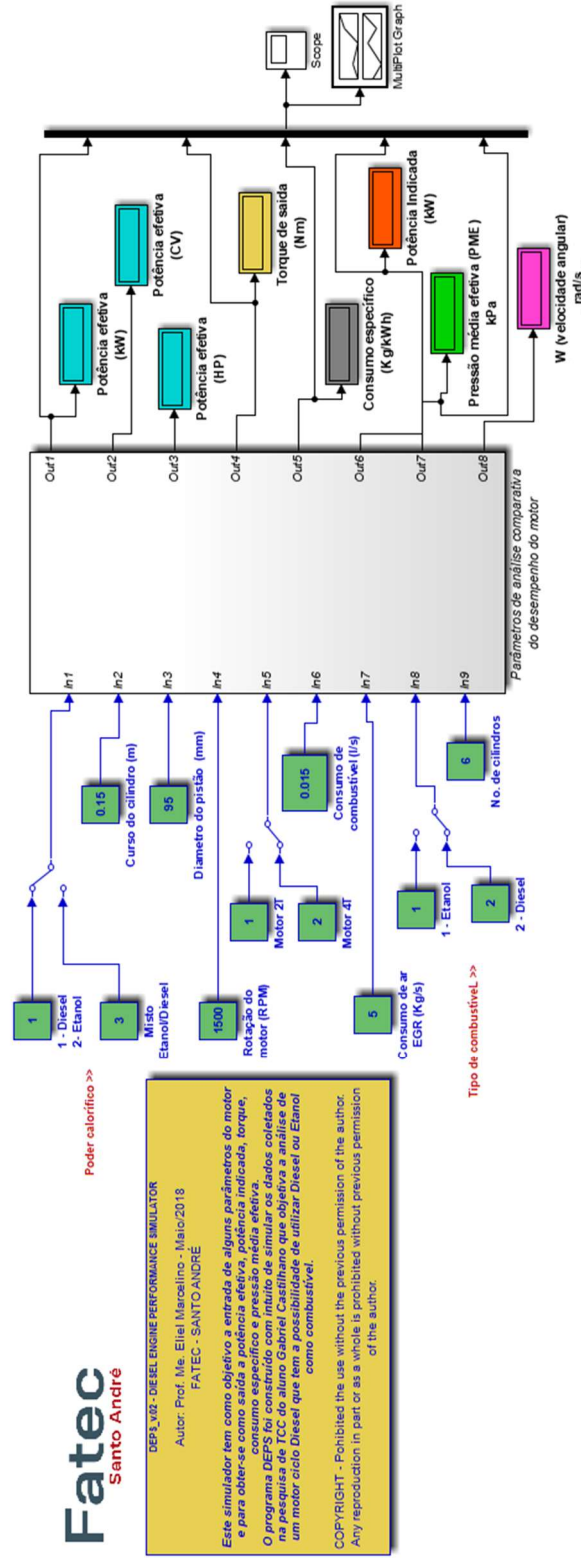
6.0 RESULTADOS

Com o auxílio do software MATLAB/Simulink, versão 2014a, foi construído o DEPS (*Diesel Engine Performance Simulator* – Simulador de Desempenho de Motor Diesel), sendo possível realizar análises comparativas de parâmetros relevantes para o desempenho de um motor e estimar valores de potência, torque e consumo específico para dois motores operando em ciclo Diesel. Um com especificações de óleo diesel e outro com etanol hidratado.

De acordo com Marcelino (2018), o programa DEPS considera condições de contorno no regime estacionário. As simulações do DEPS baseiam-se na atribuição de valores de entrada (como massa específica do combustível, diâmetro e curso do êmbolo, rotação do motor), o processamento destes dados por uma lógica programável. Após este processamento é possível analisar os dados de saída como, torque de saída, potência efetiva e consumo específico (fig. 24). Sendo assim, o DEPS engloba parâmetros editáveis (entrada) e parâmetros não editáveis (a serem apenas escolhidos). O apêndice A detalha os parâmetros utilizados no DEPS.

Figura 24: Diesel Engine Performance Simulator

DEPS_v.02 - SIMULAÇÃO COMPARATIVA ENTRE PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR CICLO DIESEL/ETANOL



Fatec
Santo André

DEPS_v02 - DIESEL ENGINE PERFORMANCE SIMULATOR
Autor: Prof. Me. Elieil Marcelino - Maio/2018
FATEC - SANTO ANDRÉ

Este simulador tem como objetivo a entrada de alguns parâmetros do motor e para obter-se como saída a potência efetiva, potência indicada, torque, consumo específico e pressão média efetiva.
O programa DEPS foi construído com intuito de simular os dados coletados em testes realizados em um motor ciclo Diesel que tem a possibilidade de utilizar Diesel ou Etanol como combustível.

COPYRIGHT - Prohibited the use without the previous permission of the author. Any reproduction in part or as a whole is prohibited without previous permission of the author.

Fonte: MATLAB

Os parâmetros do motor Diesel, escolhidos para a simulação no DEPS estão listados no quadro abaixo:

Quadro 2: Parâmetros editáveis e selecionáveis do DEPS

PARÂMETROS DEPS		
EDITÁVEIS	SELECIONÁVEIS	
curso do cilindro [m]	poder calorífico	ETANOL
diâmetro do pistão [mm]		DIESEL
rotação do motor [RPM]	ciclos do motor	4T
consumo de combustível [l/s]		2T
consumo de ar - EGR [kg/s]	tipo de combustível	ETANOL
número de cilindros		DIESEL

Fonte: próprio autor

6.1 Potência, torque efetivo e consumo específico

Com valores de entradas estacionários para ambos motores, conforme os quadros 3 e 4 e características construtivas idênticas (6 cilindros em linha e curso e diâmetro do êmbolo com 0,15m e 95mm, respectivamente) foram gerados os gráficos 1, 2 e 3:

Quadro 3: Entradas e Sidas Motor Etanol

MOTOR ETANOL				
Entradas		Saidas		
n	Consumo (l/s)	Torque (Nm)	Potencia (cv)	Consumo específico (kg/kWh)
800				
900	0,013	278	224	0,2301
1000	0,015	290	260	0,2297
1100	0,0175	307	302	0,2293
1200	0,02	322	346	0,229
1300	0,0215	320	373	0,2287
1400	0,0233	322	404	0,2285
1500	0,0249	322	432	0,2283
1600	0,0265	322	461	0,2281
1700	0,0282	322	491	0,2279
1800	0,029	313	505	0,2278
1900	0,029	297	505	0,2277
2000	0,029	282	505	0,2276
2100	0,029	269	506	0,2275
2200	0,029	257	506	0,2274
2300	0,028	237	489	0,2273
2400	0,027	220	471	0,2272
2500	0,023	179	402	0,2272

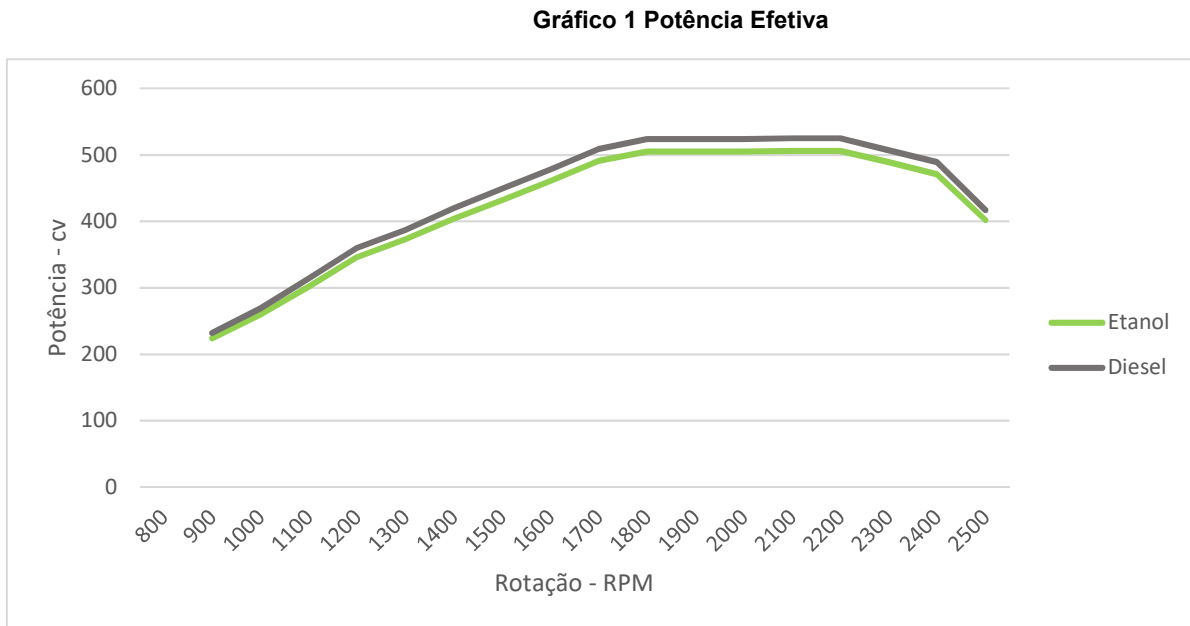
Fonte: próprio autor

Quadro 4: Entradas e Saídas Motor Diesel

MOTOR DIESEL				
Entradas		Saídas		
n	Consumo (l/s)	Torque (Nm)	Potencia (cv)	Consumo específico (kg/kWh)
800				
900	0,013	289	232	0,23
1000	0,015	300	269	0,2295
1100	0,0175	319	314	0,2291
1200	0,02	335	360	0,2288
1300	0,0215	332,5	387	0,2286
1400	0,0233	335	420	0,2284
1500	0,0249	334,4	449	0,2282
1600	0,0265	334	478	0,228
1700	0,0282	334	509	0,2279
1800	0,029	325	524	0,2277
1900	0,029	308	524	0,2276
2000	0,029	293	524	0,2275
2100	0,029	279	525	0,2274
2200	0,029	266	525	0,2273
2300	0,028	246	507	0,2272
2400	0,027	227	489	0,2272
2500	0,023	186	417	0,2271

Fonte: próprio autor

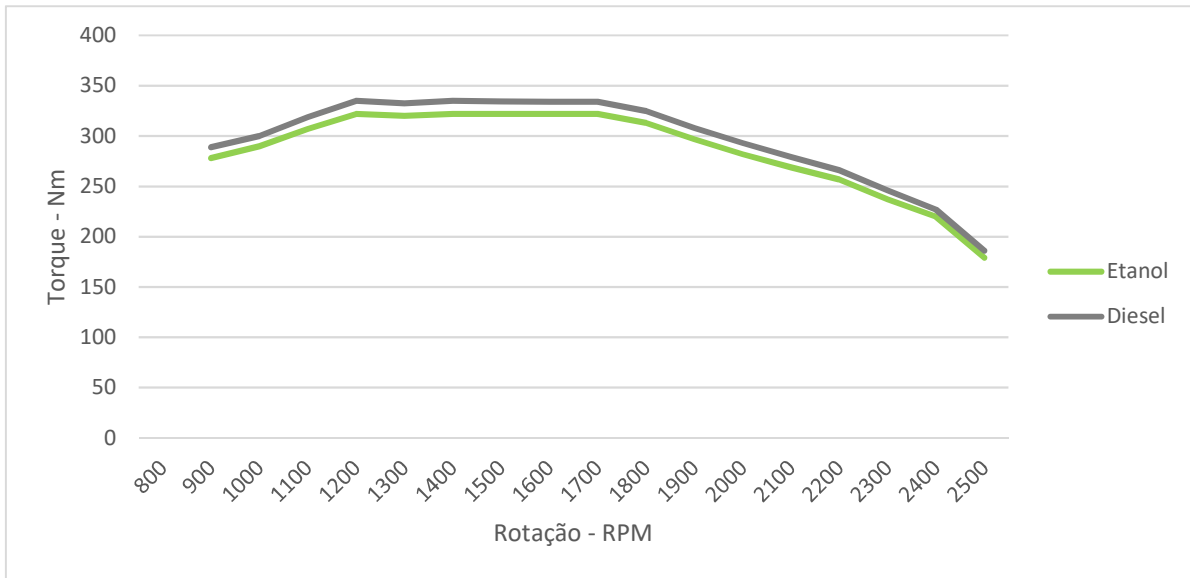
No gráfico 1, observa-se que o motor operando com óleo diesel apresenta potência superior ao motor operando com etanol em todas as faixas de rotação analisadas



Fonte: próprio autor

No gráfico 2, observa-se que o motor operando com óleo diesel apresenta torque superior ao motor operando com etanol em todas as faixas de rotação analisadas.

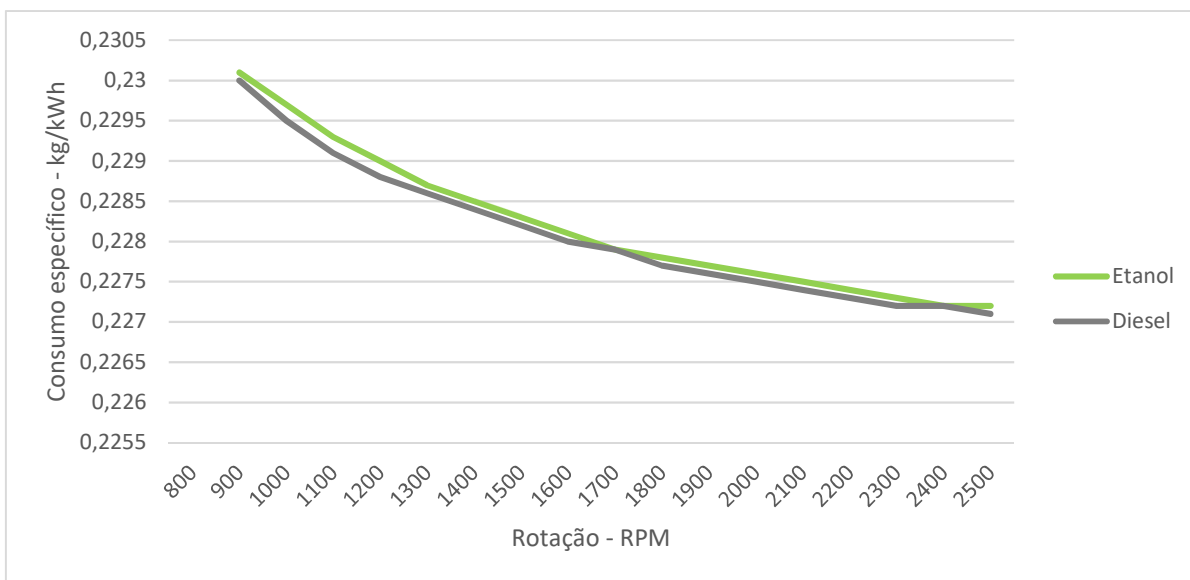
Gráfico 2 Torque Efetivo



Fonte: próprio autor

No gráfico 3, observa-se que o motor operando com óleo diesel apresenta consumo específico inferior ao motor operando com etanol em todas as faixas de rotação analisadas.

Gráfico 3 Consumo Específico



Fonte: próprio autor

Como é possível observar, o combustível diesel apresenta melhor desempenho nos três casos analisados. Isso pode ser justificado principalmente pelo número de cetano e poder calorífico inferior mais elevados que do etanol. Essas duas principais características favorecem ao melhor rendimento do diesel nessas condições.

7.0 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Baseado nas informações apresentadas nesta pesquisa, a utilização do etanol como forma de combustível alternativo ao óleo diesel em motores de ignição por compressão é possível desde que alguns requisitos sejam atendidos para que a autoignição do biocombustível ocorra de maneira satisfatória. Dentre estes requisitos pode-se destacar:

- carga térmica da mistura. A qual pode ser realizada por velas aquecedoras de etanol ou sistema de aquecimento do ar de admissão;
- temperatura na câmara de combustão. A qual pode ser controlada por meio do aquecimento do ar admitido, taxa de compressão e utilização de EGR;
- método de combustão. Destacando-se o método HCCL, que possui inúmeras vantagens quanto ao desempenho da combustão e emissões de gases poluentes;
- sistema de alimentação e injeção de combustível. Como o etanol apresenta maior consumo específico, o volume do tanque de combustível deve ser lavado em consideração durante o desenvolvimento do veículo propelido por este combustível, uma vez que sua autonomia será afetada. Além disso, todo o sistema de injeção deve ser compatível quimicamente com o etanol e capaz de gerar as pressões de trabalho necessárias no momento pretendido;
- sistema de pós-tratamento. A escolha do sistema de pós-tratamento é fundamental, sendo o EGR o mais viável. Além de apresentar um custo inferior em relação ao sistema SCR, ele possui papel importante para o processo de combustão.

Além disso, baseado nos resultados obtidos pelo simulador DEPS, é possível afirmar que apesar do óleo diesel apresentar performance geral superior ao etanol, a utiliza-

ção do biocombustível pode se tornar cada vez mais frequente a fim de atender legislações de emissões de poluentes e assim, prolongar a vida dos motores de combustão interna.

7.1 Projeções para pesquisas futuras

Nesta pesquisa foram abordados alguns fatores técnicos cruciais para que um motor ciclo diesel opere com etanol, e apresentado valores de potência, torque e consumo específico de dois motores hipotéticos obtidos por meio de uma simulação computacional.

Os dados e informações técnicas contidas aqui, podem servir como base para futuros projetos de desenvolvimento em bancada de um motor real e servir como base técnica em pesquisas que visam identificar o impacto na produção de etanol para suprir veículos automotores em larga escala e para pesquisas e desenvolvimento de aditivos melhoradores de características do etanol para sua utilização em ciclo Diesel.

8.0 CONCLUSÃO

Motores de combustão interna revolucionaram a indústria e logo percebeu-se sua utilidade na mobilidade urbana, em especial, motores de ciclo Diesel (devido ao seu rendimento térmico maior que motores ciclo Otto). O desenvolvimento de pesquisas que visam a redução do consumo de óleo diesel e alternativamente, utilização de etanol é crucial para a longevidade destas máquinas e já se mostrou possível (especialmente com processo de combustão HCCI) e altamente eficaz na redução de dióxido de carbono, óxidos de nitrogênio e material particulado. Contudo, pontos como autonomia do veículo, estabilidade química entre o etanol e o sistema de alimentação de combustível e custo e demanda do biocombustível devem ser considerados.

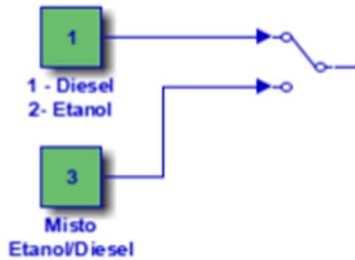
O prolongamento da utilização de motores de combustão interna é de extrema importância para aqueles que veem nestas máquinas, não somente a uma fonte de conversão de energia e meio de locomoção, mas um envolvimento emocional e sensorial de princípios e conceitos físicos.

REFERÊNCIAS

- BERTHA BENZ. **Automotive hall of fame**. Disponível em: <<http://www.automotivehalloffame.org/honoree/bertha-benz/>>. Acesso em: 29 maio 2018.
- BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva / Robert Bosch**; tradução Helga Madjderey, Gunter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman. São Paulo: Blucher, 2005.
- BRASIL, Lei no 13.263, de 23 de março de 2016. Altera a lei no 13.033 de 24 de setembro de 2014, para dispor sobre os percentuais de adição de biodiesel ao óleo diesel comercializado no território nacional. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 23 mar. 2016. Disponível em: <<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 11 jul. 2018.
- BRASIL, Resolução CONAMA N° 403, de 11 de novembro de 2008. Dispõe sobre a nova fase de exigência do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores – PROCONVE para veículos pesados novos (Fase P-7) e dá outras providências. **Diário Oficial da União**, 28 abr. 2009. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/emissoes/veiculos-automotores/programa-de-controle-de-emissoes-veiculares-proconve>>. Acesso em: 11 jul. 2018.
- BENDU, H.; DEEPAK, B.B.V.L.; MURUGAN, S. **Multi-objective optimization of ethanol fuelled HCCI engine performance using hybrid GRNN-PSO**. Rourkela, Índia: Elsevier, 2016.
- BRASIL, Resolução ANP N° 50, de 24 de dezembro de 2013. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 24 dez. 2013. Disponível em: <<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 06 jun. 2018.
- BRASIL, Resolução ANP N° 19, de 20 de abril de 2015. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 20 abr. 2015. Disponível em: <<http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll?f=templates&fn=default.htm&vid=anp:10.1048/enu>>. Acesso em: 06 jun. 2018.
- BRUNETTI, F.; **Motores de combustão interna: volume 1**. São Paulo: Blucher, 2012.
- BRUNETTI, F.; **Motores de combustão interna: volume 2**. São Paulo: Blucher, 2012.
- CARL BENZ. **Automotive hall of fame**. Disponível em: <<http://www.automotivehalloffame.org/honoree/carl-benz/>>. Acesso em: 29 mai. 2018.
- DIFFERENCES BETWEEN DIESEL AND PETROL. **ACEA**, 24 set. 2016. Disponível em: <<http://www.acea.be/news/article/differences-between-diesel-and-petrol>>. Acesso em: 05 jun. 2018.

- GENG, P.; CAO, E.; TAN, Q.; WEI, L. **Effects of alternative fuels on the combustion characteristics and emission products from diesel engines: A review**. Xangai, China: Elsevier: 2016.
- LUIZ, Ciro. Motores de combustão interna. **Slideplayer**. Disponível em: < <http://slideplayer.com.br/slide/12850090/>>. Acesso em: 24 maio 2018.
- MACK, J.H.; ACEVES, S.M.; DIBBLE, R.W. **Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine**. Califórnia, Estados Unidos da América: Elsevier, 2009.
- MARCELINO, E. W., **Motores Ciclo Diesel, 1º Semestre de 2018, 80p. Notas de aulas**. Santo André: Faculdade de Tecnologia, FATEC, 2018.
- MOLLENHAUER, K; TSCHOEKE, H. **Handbook of Diesel Engines**. Berlim: Springer, 2010.
- NIKOLAUS OTTO BIOGRAPHY. **A&E Television Networks**, 02 abril 2014. Disponível em: <<https://www.biography.com/people/nikolaus-otto-9430652>>. Acesso em: 29 maio 2018.
- PAUFERRO, M.T.O. **Uso do etanol como combustível para motores diesel: uma discussão sobre a viabilidade**. São Caetano do Sul: Escola de Engenharia Mauá, 2012.
- SILVEIRA, F.L. **Máquinas térmicas à combustão interna de Otto e de Diesel**. Rio Grande do Sul: Instituto de Física da UFRGS, 2018.
- STEFANELLI, Eduardo J. **Motor de quatro tempos à centelha ou fagulha – Ciclo Otto. Stefanelli**. Disponível em: <<http://www.stefanelli.eng.br/ciclo-otto-motor-quatro-tempos/>>. Acesso em: 31 maio 2018.
- TURNER, G. M.; ELLITON, B.; DIESENDORF, M. **Impacts on the biophysical economy and environment of a transition to 100% renewable electricity in Australia**. Sydney, Austrália: Elsevier, 2012.

APÊNDICE A



Parâmetro selecionável que implica no poder calorífico da mistura. Pode ser selecionada de acordo com os valores correspondentes de cada combustível ou um mistura entre eles.



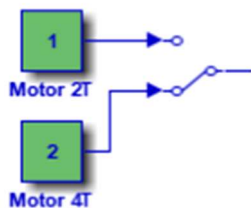
Parâmetro editável que representa o deslocamento realizado pelo êmbolo.



Parâmetro editável que representa o diâmetro do êmbolo do motor.



Parâmetro editável que representa a rotação de saída do motor.



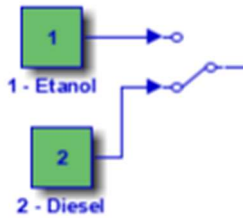
Parâmetro selecionável que representa qual ciclo o motor realiza: quatro tempos ou dois tempos.



Parâmetro editável que representa qual o consumo de combustível do motor naquele instante analisado.



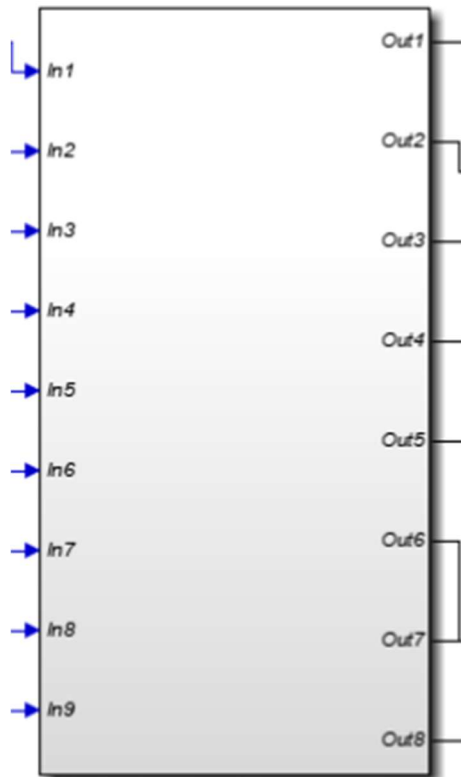
Parâmetro editável que representa o consumo de gases de exaustão provenientes do sistema de recirculação de gases de escape.



Parâmetro selecionável que indica qual o combustível está sendo utilizado: etanol ou óleo diesel.

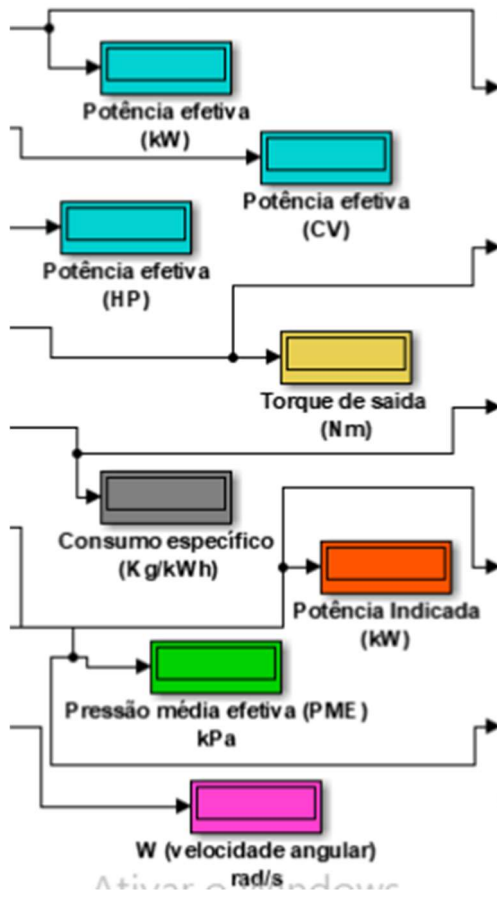


Parâmetro editável que representa o número de cilindros do motor.



*Parâmetros de análise comparativa
do desempenho do motor*

Lógica programável que analisa os parâmetros de entrada e fornece valores de saídas representativos ao motor estudado.



Parâmetros de saída com base nos resultados obtidos pela análise dos parâmetros de entrada.

ANEXO A

RESOLUÇÃO ANP Nº 19, DE 15.4.2015 - DOU 16.4.2015 - REPUBLICADA DOU 17.4.2015 - REPUBLICADA DOU 20.4.2015						
CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE			MÉTODO	
		EAC	EHC	EHCP2	NBR	ASTM/EM/ISO
Aspecto3	-	Límpido e Isento de Impurezas (LII)			Visual	
Cor	-	4	5		Visual	
Acidez total, máx. (em miligramas de ácido acético)	mg/L	30			9866 16047	ISO 17315
Condutividade elétrica, máx.6	µS/m	300			10547	ISSO 17308
Massa específica a 20°C.7	kg/m ³	791,5 máx.	805,2 a 811,2	799,7 a 802,8	5992 15639	D4052
Teor alcoólico7,8,9	% massa	99,3 mín.	92,5 a 94,6	95,5 a 96,5	5992 15639	-
Potencial hidrogeniônico (pH)	-	-	6,0 a 8,0		10891	-
Teor de etanol, mín.10	% volume	98,0	94,5	96,3	16041	DD5501
Teor de água, máx.10	% massa	0,7	7,5	4,5	15531 15888	E203 E1064
Teor de metanol, máx.10 <i>(Nota)</i>	% volume	0,5			16041	
Resíduo por evaporação, máx.12,13	mg/100mL	5			8644	-
Teor de hidrocarbonetos, máx.12	% volume	3			13993	-
Teor de cloreto, máx.14	mg/kg	1			10894	D7328 D7319
Teor de sulfato, máx.15	mg/kg	4			10894	D7328 D7319
Teor de ferro, máx.15	mg/kg	5			11331	-
Teor de sódio, máx.15	mg/kg	2			10422	-
Teor de cobre, máx.16	mg/kg	0,07	-		11331	-
Teor de enxofre, máx.17,18	mg/kg	Anotar			-	D5453 EN15485 EN15486 EN15837
Teor de metanol, máx. – 21 <i>(Nota)</i>	% volume	0,5			16041	-

Tabela VI - Características do EHC que deverão estar presentes no Boletim de Conformidade emitido pelo distribuidor de Etanol1,19.

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE		MÉTODO	
		EHC	EHCP2	NBR	ASTM/EN
Aspecto3	-	Límpido e Isento de Impurezas (LII)		Visual	
Cor	-	5		Visual	
Condutividade elétrica, máx.6	µS/m	300		10547	ISO 17308
Massa específica a 20 °C	kg/m ³	802,9 a 811,2	796,2 a 802,8	5992 15639	D4052
Teor alcoólico8,9	% massa	92,5 a 95,4	95,5 a 97,7	5992 15639	
Potencial hidrogeniônico (pH)	-	6,0 a 8,0		10891	-
Resíduo por evaporação, máx.12	mg/100 mL	5		8644	-
Teor de hidrocarbonetos, máx.12	% volume	3		13993	-
Teor de cloreto, máx.14	mg/kg	1		10894	D7328 D7319
Teor de etanol, mín.10	% volume	94,5	96,3	16041	D5501
Teor de água, máx.10	% massa	7,5	4,5	15531 15888	E203 E1064**
Teor de metanol, máx.10 <i>(Nota)</i>	% volume	0,5		16041	-
Teor de metanol, máx. – 21 <i>(Nota)</i>	% volume	0,5		16041	-

ANEXO B

RESOLUÇÃO ANP Nº 50, DE 23.12.2013 - DOU 24.12.2013					
CARACTERÍSTICA (1)	UNIDADE	LIMITE		MÉTODO	
		TIPO A e B		ABNT NBR	ASTM/EN
		S10	S500		
Aspecto (2) (22) (23)	-	Límpido e isento de impurezas		14954	D4176
<i>(Nota)</i>					
Cor	-	(3)	Vermelho (4)		
Cor ASTM, máx. (5)	-	3,0		14483	D1500 D6045
Teor de biodiesel (6)	% volume	(7)		15568	EN 14078
Enxofre total, máx. (21)	mg/kg	10,0 (8)	-	-	D2622 D5453 D7039 D7212 (9) D7220
		-	500	14533 (9)	D2622 D4294 (9) D5453 D7039 D7220
<i>(Nota)</i>					
Destilação					
10% vol., recuperados, mín.	°C	180,0	Anotar	9619	D86
50% vol., recuperados		245,0 a 295,0	245,0 a 310,0		
85% vol., recuperados, máx.		-	360,0		
90% vol., recuperados		-	Anotar		
95% vol., recuperados, máx.		370,0	-		
Massa específica a 20°C	kg/m³	815,0 a 850,0 (10)	815,0 a 865,0	7148 14065	D1298 D4052
Ponto de fulgor, mín.	°C	38,0		7974 14598	D56 D93 D3828 D7094
<i>(Nota)</i>					
Viscosidade Cinemática a 40°C	mm²/s	2,0 a 4,5	2,0 a 5,0	10441	D445
Ponto de entupimento de filtro a frio, máx.	°C	(11)		14747	D6371
Número de cetano, mín. ou Número de cetano derivado (NCD), mín.	-	48	42 (12)	-	D613 D6890 D7170
Resíduo de carbono Ramsbot-tom no resíduo dos 10% finais da destilação, máx.	% massa	0,25		14318	D524
Cinzas, máx.	% massa	0,010		9842	D482
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, máx.	-	1		14359	D130
Teor de Água (13), máx.	mg/kg	200	500	-	D6304 EN ISO 12937
Contaminação total (14), máx.	mg/kg	24	-	-	EN 12662
Água e sedimentos, máx. (14)	% volume	-	0,05	-	D2709
<i>(Nota)</i>					
Hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (9) (15), máx.	% massa	11	-	-	D5186 D6591 EN 12916
<i>(Nota)</i>					
Hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (9) (15), máx.	% massa	11	-	-	D5186 D6591 EN 12916
<i>(Nota)</i>					
Estabilidade à oxidação (15), máx.	mg/100mL	2,5	-	-	D2274 (17) D5304 (17)
Índice de Acidez (24)	mg KOH/g	Anotar	-	14248	D664 D974
<i>(Nota)</i>					
Lubricidade, máx.	µm	(18)			ISO 12156 D6079
Condutividade elétrica, mín. (19)	pS/m	25	25 (20)	-	D2624 D4308

ANEXO C

Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e com Pós-tratamento (Ciclos de testes ESC/ELR)

POLUENTES	LIMITES
	Fase P-7
	Desde 1º/1/2012
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	1,50
hidrocarbonetos (HC em g/kW.h)	0,46
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	2,00
material particulado (MP em g/kW.h)	0,02
opacidade ELR (m ⁻¹)	0,50

Veículos Pesados - Ciclo Diesel – Convencional e com Pós-tratamento (Ciclo de testes ETC)

POLUENTES	LIMITES
	Fase P-7
	Desde 1º/1º/2012
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	4,00
hidrocarbonetos não metano (NMHC - g/kW.h)	0,55
metano (CH ₄ em g/kW.h)	NE
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	2,00
material particulado (MP em g/kW.h)	0,03
(NE) não exigível.	

ANEXO D

LEI Nº 13.263, DE 23.3.2016 - DOU 24.3.2016

Altera a Lei nº [13.033](#), de 24 de setembro de 2014, para dispor sobre os percentuais de adição de biodiesel ao óleo diesel comercializado no território nacional.

A Presidenta da República

Faço saber que o Congresso Nacional decreta e eu sanciono a seguinte Lei:

Art. 1º A Lei nº [13.033](#), de 24 de setembro de 2014, passa a vigorar com as seguintes alterações:

"Art. 1º São estabelecidos os seguintes percentuais de adição obrigatória, em volume, de biodiesel ao óleo diesel vendido ao consumidor final, em qualquer parte do território nacional:

I - 8% (oito por cento), em até doze meses após a data de promulgação desta Lei;

II - 9% (nove por cento), em até vinte e quatro meses após a data de promulgação desta Lei;

III - 10% (dez por cento), em até trinta e seis meses após a data de promulgação desta Lei.

....." (NR)

"Art. 1º-A Após a realização, em até doze meses contados da promulgação desta Lei, de testes e ensaios em motores que validem a utilização da mistura, é autorizada a adição de até 10% (dez por cento), em volume, de biodiesel ao óleo diesel vendido ao consumidor final, em qualquer parte do território nacional, observado o disposto no inciso XI do art. 2º da Lei nº 9.478, de 6 de agosto de 1997."

"Art. 1º-B Após a realização, em até trinta e seis meses contados da promulgação desta Lei, de testes e ensaios em motores que validem a utilização da mistura, é autorizada a adição de até 15% (quinze por cento), em volume, de biodiesel ao óleo diesel vendido ao consumidor final, em qualquer parte do território nacional, observado o disposto no inciso XI do art. 2º da Lei nº 9.478, de 6 de agosto de 1997."

Parágrafo único. Realizados os testes previstos no caput deste artigo, é o Conselho Nacional de Política Energética - CNPE autorizado a elevar a mistura obrigatória de biodiesel ao óleo diesel em até 15% (quinze por cento), em volume, em todo o território nacional."

"Art. 1º-C São facultados a adição voluntária de biodiesel ao óleo diesel em quantidade superior ao percentual obrigatório e o uso voluntário da mistura no transporte público, no transporte ferroviário, na navegação interior, em equipamentos e veículos destinados à extração mineral e à geração de energia elétrica, em tratores e nos demais aparelhos automotores destinados a puxar ou arrastar maquinaria agrícola ou a executar trabalhos agrícolas, observado o disposto no inciso XI do art. 2º da Lei nº 9.478, de 6 de agosto de 1997."

Art. 2º Esta Lei entra em vigor na data de sua publicação.

Brasília, 23 de março de 2016; 195º da Independência e 128ª da República.

DILMA ROUSSEFF

Nelson Barbosa

Kátia Abreu

Armando Monteiro

Eduardo Braga

Valdir Moysés Simão

Izabella Mônica Vieira Teixeira

Patrus Ananias