

GILBERTO HIROTSUGU AZEVEDO KOIKE

Sistema de controle digital para fornecer etanol como combustível complementar em motores 4 tempos de ignição por compressão funcionando com biodiesel

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Dr. Luís Carlos Passarini



v.1

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço... 30 / 6 / 08

Ass.: *maria*

São Carlos
2008

DEDALUS - Acervo - EESC



31100109761

Class.	TESE ✓
Cult.	6709
Tombo	T146/08
Sysno	1674843

311602109761

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

K79s

Koike, Gilberto Hirotugu Azevedo

Sistema de controle digital para fornecer etanol como combustível complementar em motores 4 tempos de ignição por compressão funcionando com biodiesel / Gilberto Hirotugu Azevedo Koike ; orientador Luis Carlos Passarini. - São Carlos, 2008.


Tese (Doutorado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica das Máquinas e Sistemas) - Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2008.

1. Etanol. 2. Biodiesel. Controlador digital.
I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

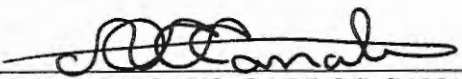
Candidato: Engenheiro **GILBERTO HIROTSUGU AZEVEDO KOIKE**

Tese defendida e julgada em 30/05/2008 perante a Comissão Julgadora:



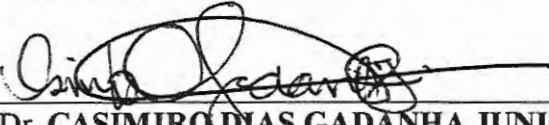
Prof. Dr. **LUIS CARLOS PASSARINI (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado



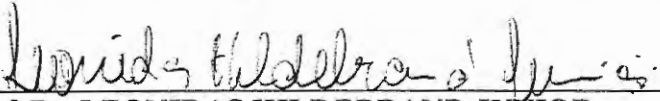
Prof. Dr. **ANTONIO CARLOS CANALE**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO



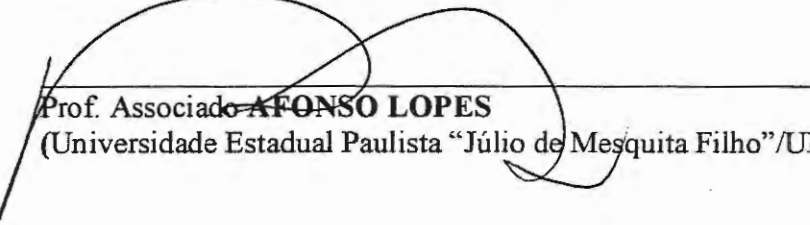
Prof. Dr. **CASIMIRO DIAS GADANHA JUNIOR**
(Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz" /USP)

APROVADO



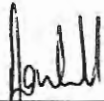
Prof. Dr. **LEONIDAS HILDEBRAND JUNIOR**
(Centro Universitário Belas Artes/São Paulo)

APROVADO



Prof. Associado **AFONSO LOPES**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP/Campus de Jaboticabal)

APROVADO



Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica



Prof. Associado **GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC



DEDICATÓRIA

A meus pais: *Hirotsugu Koike e Amélia Azevedo Koike.*

A meus avós: *Henrique Azevedo Júnior e Diva Prado Azevedo (in memoriam).*

A minhas tias: *Anete Azevedo e Alice Azevedo, e Fueko Koike(in memoriam).*

Dedico

A minha esposa: *Ilma Rosa da Silva Koike.*

Homenageio

A minha filha: *Carolina Koike.*

Ofereço

AGRADECIMENTOS

À EESC/USP, pela oportunidade de realizar o Doutorado, e em especial ao Prof. Dr. Luís Carlos Passarini, pelo exemplo, ensinamentos e a segura orientação durante todo o curso.

A duas pessoas a quem, por motivos de trabalho e obrigações acadêmicas, às vezes não dediquei a atenção merecida, minha esposa Ilma Rosa da Silva Koike e minha filha Carolina Koike, com quem divido sonhos, glórias e frustrações; agradecimento muito especial pelo apoio, compreensão, incentivo e, em alguns casos, ensinamentos indispensáveis na vida pessoal e profissional.

A Virgolino de Oliveira S.A. Açúcar e Álcool, pela permissão para realizar o curso, em especial ao Engenheiro Hermelindo Ruelle de Oliveira e ao Administrador José Luiz Zanette (Diretores), pelo incentivo durante a realização deste trabalho.

À UNESP de Jaboticabal, pela cessão de equipamentos e, em especial, ao Prof. Dr. Afonso Lopes, que auxiliou na realização do experimento.

Ao Prof. Dr. Antonio Carlos Canale (EESC/USP), pelo empréstimo de equipamentos utilizados na realização do trabalho.

Ao Prof. Dr. Leônidas Hildebrand Jr., pelas relevantes sugestões e auxílio durante a fase experimental.

Ao futuro Engenheiro Clair Medeiros, que teve participação decisiva no desenvolvimento do controlador automático de injeção de etanol.

Ao Engenheiro Agrônomo (futuro Doutor) Felipe Thomaz da Camara, pelo auxílio na realização do experimento.

À Concessionária MB (Pedro Monteleone), por sediar o experimento e ceder a bancada dinamométrica, em especial aos Senhores Mayrton Monteleone (*in memoriam*), Mayrton Monteleone Filho (Proprietários). Agradecimento aos Senhores Antônio Pereira de Souza, Luiz Antonio Bertoloni, José Marcos Germano (Gerentes), Milton Cesar da Silva (Chefe de oficina), Adão Diego Monteiro, Carlos Xavier Puerchi, Cleber Renato Mazuqui, Marcio André de Souza.

Aos Senhores Domingos João Comelli, Ilmar Antonio Moretti e Vanderval Carrara e demais funcionários da Virgolino Oliveira S/A Açúcar e Álcool.

Ao senhor Davi Aparecido Trevizolli e Prof. Vitorio Barato Neto, pelo auxílio de formatação e correção de português, respectivamente.

Aos professores e funcionários da Escola de Engenharia de São Carlos, pela dedicação e apoio recebido.

A todos aqueles que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

KOIKE, G. H. A. **Sistema de controle digital para fornecer etanol como combustível complementar em motores 4 tempos de ignição por compressão funcionando com biodiesel.** 2008. 160 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

O efeito estufa causado pela combustão dos derivados de petróleo tem-se agravado dia a dia, tornando-se grande problema global. Além disso, o referido mineral é não-renovável e há consenso universal de que suas reservas podem esgotar-se num prazo inferior a 100 anos. Sendo assim, uma alternativa para minimizar tais problemas é a utilização de biocombustíveis, evidenciando-se o biodiesel e o etanol. O presente trabalho teve por objetivo avaliar o efeito da injeção de álcool hidratado na recuperação de potência de motor funcionando com biodiesel. Para isso, é proposto um controlador digital. A validação foi feita utilizando um motor diesel OM 924 LA alimentado com biodiesel etílico filtrado de soja. Os resultados mostraram que a injeção de álcool corrigiu a redução de potência em decorrência do uso de biodiesel e minimizou a emissão de NOx proveniente da combustão.

Palavras-chave: etanol, biodiesel, controlador digital.

ABSTRACT

KOIKE, G. H. A. **Digital control system to provide ethanol as a complementary fuel in 4 strokes compression ignition engines working with biodiesel.** 2008. 160 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

Greenhouse effect caused by oil derivatives combustion has been worsened day after day, turning into a global problem. Besides, the reported mineral is non-renewable and there is universal consensus that their stores will be extinguished in a period inferior to 100 years. As though, an alternative to minimize such problems is the use of biofuels, evidencing biodiesel and ethanol. The present work had the aim of evaluating the effect of hydrated alcohol injection on potency recovery of engines working with biodiesel. For this purpose a digital controller was proposed. Validation was done using an OM 924 LA diesel engine fueled with soy filtered ethylic biodiesel. Results revealed that alcohol injection corrected potency reduction resulting from biodiesel use and minimized NO_x emission deriving from combustion.

Key words: ethanol, biodiesel, digital controller.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Reservas de petróleo no final do ano de 2005, em bilhões de barris	25
Figura 2 – Distribuição das reservas de petróleo nos finais dos anos de 1985, 1995 e 2005	26
Figura 3 – Produção diária de petróleo de 1980 a 2005 em milhões de barris.....	26
Figura 4 – Rápido aumento da concentração de CO ₂ após o ano de 1750.....	43
Figura 5 – Efeito estufa	46
Figura 6 – Efeito estufa	47
Figura 7 – Efeito estufa	48
Figura 8 – Tendências de temperatura anuais para o período de 1901 a 2000.....	49
Figura 9 – Projeção de temperatura para as últimas décadas do século XXI.....	49
Figura 10 – Esquema de injeção de álcool em motor do ciclo diesel.....	54
Figura 11 – Número de fumaça Bosch em função da massa e da energia percentual do álcool.....	55
Figura 12 – Emissão de NOx em função da massa e energia percentual do álcool	56
Figura 13 – Esquema de injeção utilizado no motor monocilíndrico.....	57
Figura 14 – Eficiência térmica em função da injeção de etanol a 2400 rpm.....	59
Figura 15 – Comparação da eficiência térmica na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm	60
Figura 16 – Comparação do atraso de ignição na injeção de etanol a 2400 rpm	61
Figura 17 – Comparação do atraso de ignição na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm.....	62
Figura 18 – Emissão de CO em função da injeção de etanol a 2400 rpm	63
Figura 19 – Comparação da emissão de CO na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm.....	64

Figura 20 – Emissão de NOx em função da injeção de etanol a 2400 rpm.....	65
Figura 21 – Comparação da emissão de NOx na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm.....	66
Figura 22 – Esquema de injeção de álcool em cada cilindro.....	67
Figura 23 – Resultados obtidos com 1/2 carga.....	68
Figura 24 – Resultados obtidos com 3/4 de carga.....	69
Figura 25 – Resultados obtidos a plena carga.....	70
Figura 26 – Diagrama esquemático do experimento.....	72
Figura 27 – Diagrama esquemático do experimento.....	74
Figura 28 – Sistema de combustível-piloto e sistema de combustível principal.....	77
Figura 29 – Sistema de combustível principal.....	77
Figura 30 – Painel de instrumentos do trator Valmet movido a álcool.....	78
Figura 31 – Teores dos componentes misturados ao álcool.....	79
Figura 32 – Esquema de processo ideal de recirculação do álcool aditivado.....	80
Figura 33 – Ônibus em Estocolmo, movido a etanol.....	82
Figura 34 – Pesquisa da Agência de Proteção Ambiental norte-americana para emissão de poluentes na substituição do combustível por biodiesel.....	83
Figura 35 – Teste de consumo em substituições parciais de diesel por biodiesel de soja.....	84
Figura 36 – Emissões gasosas e potência na substituição de diesel por biodiesel de soja.....	84
Figura 37 – Representação gráfica da opacidade da fumaça em função da proporção de mistura de biodiesel e diesel.....	85
Figura 38 – Sistema montado para a realização do experimento.....	90
Figura 39 – Características do motor testado.....	91

Figura 40 – Balança do dinamômetro NABLA.....	92
Figura 41 – Dinamômetro acoplado ao motor MB OM 924 LA.....	92
Figura 42 – Tela do “Star Diagnose”	93
Figura 43 – Anemômetro colocado no filtro de ar do motor.....	94
Figura 44 – Painel de leitura do anemômetro.....	94
Figura 45 – Termopar instalado na entrada do intercooler.....	95
Figura 46 – Termopar instalado na saída do intercooler.....	95
Figura 47 – Termopar instalado na entrada do coletor de admissão.....	96
Figura 48 – Registrador de dados.....	97
Figura 49 – Monitoramento de temperaturas pelo computador.....	97
Figura 50 – Local de instalação do bico injetor.....	98
Figura 51 – Jato de etanol.....	98
Figura 52 – Analisador de gases modelo TM 131 da Tecnomotor.....	99
Figura 53 – Opacímetro.....	101
Figura 54 – Vista detalhada do opacímetro.....	101
Figura 55 – Gerador de pulsos.....	102
Figura 56 – Esquema elétrico do gerador de pulsos com osciloscópio produzido pelo <i>software</i> Eletronics Workbench acoplado.....	102
Figura 57 – Osciloscópio virtual mostrando comprimento de onda do controlador de vazão.....	103
Figura 58 – Osciloscópio virtual mostrando a variação com alteração da frequência.....	104
Figura 59 – Osciloscópio virtual mostrando a variação com alteração do período.....	104
Figura 60 – Esquema de montagem do experimento com CEAIE.....	105
Figura 61 – Ligação paralela no sensor de rotação do motor para envio de sinal ao controlador.....	105

Figura 62 – Sensor de pressão e temperatura do ar admitido pelo motor	106
Figura 63 – Ligação em paralelo no pedal do acelerador para recebimento de sinal de posição	106
Figura 64 – Compilação do <i>software</i> do controlador	108
Figura 65 – Código em formato hexadecimal	109
Figura 66 – Gravador de EEprom da Mosaico	109
Figura 67 – Esquema do controlador de injeção de etanol.....	111
Figura 68 – Tela do controlador indicando o modo de operação	113
Figura 69 – Tela do controlador mostrando a rotação, a aceleração e a pressão do turbo do motor	113
Figura 70 – Tela do controlador mostrando os tempos de atuação do bico injetor.....	113
Figura 71 – Controlador de injeção de etanol.....	114
Figura 72 – Medição de consumo de diesel por vazão mássica	116
Figura 73 – Medição de consumo de etanol hidratado por vazão mássica.....	117
Figura 74 – Posicionamento do escapamento do motor para a parte externa do prédio	121
Figura 75 – Local de medição da emissão de gases do motor na parte externa do prédio	121
Figura 76 – Simulador do controlador ajustado para funcionar manualmente.....	123
Figura 77 – Simulador do controlador com os parâmetros de entrada ajustados	123
Figura 78 – Simulador do controlador mostrando a ajustagem dos tempos de injeção	124
Figura 79 – Gráfico de torque em função da rotação	126
Figura 80 – Gráfico de potência em função da rotação.....	127
Figura 81 – Gráfico de consumo específico em função da rotação.....	127
Figura 82 – Gráfico de torque em função da rotação	128
Figura 83 – Gráfico de potência em função da rotação.....	129

Figura 84 – Gráfico de consumo específico em função da rotação.....	129
Figura 85 – Gráfico comparando potências do motor movido a diesel e biodiesel.....	130
Figura 86 – Gráfico comparando consumos específicos do motor movido a diesel e biodiesel.....	130
Figura 87 – Gráfico de consumo de etanol (kg/h) x torque (kgf).....	132
Figura 88 – Gráfico de torque em função da rotação	140
Figura 89 – Gráfico de potência em função da rotação	141
Figura 90 – Gráfico de consumo específico em função da rotação.....	141
Figura 91 – Gráfico comparando potências do motor movido a biodiesel e injeção de etanol em conjunto com biodiesel	143
Figura 92 – Gráfico comparando consumos específicos do motor funcionando a biodiesel e álcool em conjunto com biodiesel.....	143
Figura 93 – Gráfico de consumo energético, em kJ/kWh, com diesel, biodiesel de soja e injeção de etanol em conjunto com biodiesel de soja.....	145
Figura 94 – Sistema PLD do motor Mercedes Benz	161
Figura 95 – Sensor de posição instalado no comando de válvulas.....	162
Figura 96 – Sensor de posição instalado na roda fônica que está colocada na árvore de manivelas	163
Figura 97 – Roda fônica com o pistão a 65° antes do PMS	164
Figura 98 – Funcionamento do sistema com falha no sensor do comando de válvulas	164
Figura 99 – Esquema das informações para o funcionamento do módulo.....	165
Figura 100 – Sistema de proteção do motor para baixa pressão de óleo.....	166
Figura 101 – Sistema de proteção do motor para altas temperaturas do líquido de arrefecimento.....	167
Figura 102 – Sistema de proteção do motor para temperatura e nível de óleo.....	168

Figura 103 – Ilustração do tempo de deslocamento angular do volante durante duas voltas.....	169
Figura 104 – Sensor de temperatura e pressão do ar admitido.....	170
Figura 105 – Sinal elétrico emitido pelo pedal do acelerador na posição de repouso (marcha lenta)	170
Figura 106 – Sinal elétrico emitido pelo pedal do acelerador na posição de plena carga	171
Figura 107 – Sensor indutivo	172
Figura 108 – Representação esquemática do sensor de rotação.....	172
Figura 109 – Válvula injetora MPI na condição fechada.....	173
Figura 110 – Válvula injetora MPI na condição aberta.....	174
Figura 111 – Elementos externos e internos de uma válvula injetora.....	175
Figura 112 – Ciclos de trabalho de mistura pobre e mistura rica.....	176
Figura 113 – Jato de combustível em forma de lápis	178
Figura 114 – Jato de combustível utilizando bico cônico de um orifício.....	178
Figura 115 – Jato de combustível utilizando bico cônico de orifícios multifuros.....	179
Figura 116 – Jato de combustível utilizando bico duplo	179
Figura 117 - Gráfico de acionamento da válvula injetora em função da duração do pulso	180
Figura 118 - Esquema de injeção de etanol no coletor.....	181
Figura 119 - Curvas de desempenho dos dinamômetros NABLA, modelos SP 300 e SP 450.....	188
Figura 120 - <i>Star Diagnosis</i>	195

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Legislação da utilização de biodiesel	30
Tabela 2 – Consumo e geração de energia na produção de cana e etanol.....	31
Tabela 3 – Balanço energético para a produção de etanol de cana-de-açúcar sob condições brasileiras.....	31
Tabela 4 – Balanço energético para a produção de óleo de dendê sob condições da Malásia.....	32
Tabela 5 – Parâmetros utilizados para emissão de NOx	75
Tabela 6 – Teores dos componentes misturados ao álcool.....	79
Tabela 7 – Características do ciclo de ensaio segundo a norma NBR 14489	120
Tabela 8 – Densidades e valores energéticos dos combustíveis utilizados	125
Tabela 9 – Medição de torque utilizando diesel como combustível.....	126
Tabela 10 – Resultados do ensaio utilizando biodiesel etílico de soja.....	128
Tabela 11 – Medição de consumo na adição de etanol hidratado em conjunto com biodiesel de soja	131
Tabela 12 – Medição de emissões de poluentes no motor quando movido a diesel	133
Tabela 13 – Medição de emissões de poluentes no motor quando movido a biodiesel etílico de soja.....	134
Tabela 14 – Medição de emissões de poluentes no motor quando movido a biodiesel de soja, com injeção suplementar de etanol hidratado. Inclui as temperaturas antes do injetor de álcool, no coletor de admissão, e a queda de temperatura ocorrida com a injeção de etanol hidratado.....	135
Tabela 15 – Comparação de emissões utilizando-se de diesel e depois de biodiesel etílico de soja como combustível.....	136

Tabela 16 – Comparação de emissões utilizando-se de diesel e depois de biodiesel etílico de soja como combustível.....	136
Tabela 17 – Opacidade da fumaça – diesel e diesel com injeção de álcool.....	138
Tabela 18 – Medição da pressão de turbo em função da rotação.....	139
Tabela 19 – Medição de torque e de consumo utilizando injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel etílico de soja como combustível.....	140
Tabela 20 – Comparação de potência do motor utilizando diesel e injeção de álcool pelo controlador em conjunto com biodiesel.....	142
Tabela 21 – Comparação de consumo energético em kJ/kWh, em função da rotação do motor em rpm, utilizando-se do diesel, do biodiesel de soja e de injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel de soja como combustíveis.....	144
Tabela 22 – Classificação dos veículos pela legislação brasileira de emissões.....	190
Tabela 23 – Limites atuais de emissões.....	190
Tabela 24 – Veículos Leves de Passageiros.....	191
Tabela 25 – Veículos Leves Comerciais – massa-referência para ensaio menor que 1700 kg.....	191
Tabela 26 – Veículos Leves Comerciais – massa-referência para ensaio maior que 1700 kg.....	192
Tabela 27 – Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e com Pós-Tratamento (Ciclo de testes ESC/ELR).....	192
Tabela 28 – Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e Pós-Tratamento (Ciclo de testes ETC).....	193
Tabela 29 – Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Com Pós-Tratamento (Ciclo de testes ESC/ELR).....	193

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo
B0	0% de biodiesel no diesel
B2	2% de biodiesel no diesel
B5	5% de biodiesel no diesel
B100	100% de biodiesel
CEAIE	Controlador Eletrônico Automático de Injeção de Etanol
CNP	Conselho Nacional do Petróleo
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EUA	Estados Unidos da América
GEE	Gases de Efeito Estufa
ICE	Ignição por Centelha
ICO	Ignição por Compressão
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change
ISO	International Standards Organization
MCT	Ministério da Ciência e Tecnologia
PROALCOOL	Programa Nacional do Álcool
PNPB	Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel
SAE	Society of Automotive Engineers
SL	Stockholm Transport
SOF	Fração Orgânica Solúvel
VOC	Combinações Orgânicas Voláteis

LISTA DE SÍMBOLOS

a_c	fator de correção de potência
$^{\circ}\text{C}$	graus Celsius
c_p	calor específico à pressão constante
c_v	calor específico a volume constante
f_a	fator atmosférico do motor
f_m	parâmetro característico para cada tipo de motor
γ	relação de Mayers
K	graus Kelvin
p_d	pressão do ar seco
q	parâmetro de alimentação de combustível
q_c	parâmetro de alimentação de combustível corrigido
r	relação entre pressões
T	temperatura absoluta

SUMÁRIO

1 – INTRODUÇÃO	21
2 – OBJETIVOS	23
3 – REVISÃO DE LITERATURA.....	25
3.1 – TIPOS DE COMBUSTÍVEIS	25
3.2 – COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL	32
3.3 – EXIGÊNCIAS DE COMBUSTÍVEIS PARA MOTORES ICO.....	39
3.4 – EMISSÕES.....	41
3.5 – UTILIZAÇÃO DE ETANOL EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO DE 4 TEMPOS EM SUBSTITUIÇÃO PARCIAL AO DIESEL	53
3.6 – HISTÓRIA DA UTILIZAÇÃO DE ETANOL EM MOTORES DE CICLO DIESEL	75
3.7 – INFLUÊNCIA DO USO DE BIODIESEL NAS EMISSÕES EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO	82
3.8 – TEORIA BÁSICA DE SISTEMAS DE CONTROLE.....	86
4 – MATERIAL E MÉTODOS	89
4.1 – DESCRIÇÃO	89
4.2 – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	90
4.3 – MÉTODOS.....	114

5 – RESULTADOS E DISCUSSÃO	125
5.1. – MEDIÇÕES DE POTÊNCIA, DE TORQUE E DE CONSUMO	125
5.2 – MEDIÇÕES DE EMISSÕES	132
5.3 – TESTE DO CONTROLADOR DE INJEÇÃO DE ETANOL EM CONJUNTO COM BIODIESEL DE SOJA	138
5.4 – COMPARAÇÃO ENERGÉTICA ENTRE OS TRÊS COMBUSTÍVEIS	143
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES	147
REFERÊNCIAS	149
APÊNDICES	155
ANEXOS	185



1 – INTRODUÇÃO

Biodiesel é um combustível renovável, biodegradável e produzido a partir de óleo vegetal ou de gordura animal por meio de transesterificação. A viabilidade desse produto como fonte alternativa de energia depende de vários fatores, entre os quais se destacam a rota de produção (etílica ou metílica) e o tipo de oleaginosa, uma vez que a disponibilidade de matéria-prima é sazonal e varia de acordo com a safra de cada cultura.

A necessidade de usar combustível renovável em motor de ignição por compressão é tão antiga quanto a invenção do próprio motor. Idealizado por Rudolf Diesel, tal motor foi inicialmente testado com óleo vegetal (amendoim), e por motivos técnicos inerentes àquela época, bem como por fatores econômicos e até geopolíticos, a idéia foi abandonada; por isso, adotou-se um óleo que, na época, era considerado subproduto do petróleo. Em virtude do uso no motor idealizado por Diesel, tal óleo, mais tarde, foi batizado como óleo diesel, assim como o motor, que também recebeu o nome de motor de ciclo diesel, em homenagem ao inventor.

Em razão de problemas que vão da autonomia energética mundial até aqueles de ordem ambiental, desde a invenção do motor de ignição por compressão até os dias atuais (2008), houve diversas tentativas de utilizar combustível que fosse alternativo ao diesel derivado de petróleo. A partir da crise energética iniciada em 1973, teve início a era da consciência de economizar energia juntamente com a idéia de utilizar combustível renovável, como foi o caso dos motores a álcool. Assim, hoje, é possível abastecer-se com álcool, com gasolina ou com mistura de ambos em qualquer proporção, quando se utilizam motores com tecnologia flexível (LOPES, 2006).

Especificamente para álcool etílico, produzido com a cana-de-açúcar, o Brasil é maior produtor mundial, sendo aproximadamente 6,5 milhões de hectares ocupados

com a referida cultura em 2007, considerando-se que 52% desse total se destinaram à produção aproximada de 20 bilhões de litros.

Diante do interesse global para o desenvolvimento dos biocombustíveis, fica evidente a importância dos vários centros de pesquisa envolvidos no Programa Biodiesel. Dessa forma, com a adoção do Biodiesel no Brasil, resultará em aumento da área plantada e, conseqüentemente, na criação de novos postos de trabalho. Destaca-se ainda que a exploração de culturas oleaginosas com o objetivo de produzir combustível é questionada em países de pequena extensão territorial, devido à concorrência em alimentos. Tal fato não se constitui problema para a agricultura brasileira, pois o Brasil possui 851,4 milhões de hectares de extensão territorial, com aproximadamente 390 milhões potenciais e apenas 58 milhões de hectares ocupados para fins agrícolas, ressaltando-se ainda que as condições climáticas sejam favoráveis para tal finalidade.

Dentre as vantagens do Biodiesel, destaca-se o fato de que as propriedades são semelhantes às do diesel mineral, podendo substituí-lo sem exigir alterações no motor ou outro tipo de adaptação, pressupondo-se redução de poluentes para a atmosfera.

Como desvantagem, cita-se o custo, uma vez que o diesel mineral ainda é mais barato, talvez por questão de escala de produção ou por decisão política, lembrando-se de que, no Brasil, o diesel tem incentivo financeiro governamental. Outras desvantagens são o aumento de consumo e a queda de potência do motor, por isso, em virtude das características físicas, pressupõe-se que a injeção de álcool etílico, utilizando-se de controlador eletrônico durante o tempo de admissão, deva recuperar o desempenho. O presente trabalho detalha essa avaliação e encontra-se estruturado em seis capítulos. O primeiro, segundo e terceiro compreendem a parte introdutória, os objetivos e a revisão, respectivamente, o quarto capítulo é o material e métodos, o quinto é o resultado e o sexto traz as conclusões.

2 – OBJETIVOS

Avaliar a substituição completa de combustíveis fósseis, em motores que operam no ciclo diesel, por combustíveis renováveis, sem alterações no sistema original de injeção de combustível, mantendo as características de torque e de potência inalteradas, por meio da utilização de um controlador digital para gerenciar a injeção de etanol durante o funcionamento do motor com biodiesel.

Comparar as emissões do motor utilizando diesel, biodiesel e biodiesel com injeção de etanol.

3 – REVISÃO DE LITERATURA

3.1 – TIPOS DE COMBUSTÍVEIS

3.1.1 – Combustíveis fósseis

As reservas de combustíveis fósseis são finitas e relativamente de curta duração, ressaltando-se que, até o final de 2005, o consumo mundial diário foi 82,459 milhões de barris (BEYOND PETROLEUM, 2006). As reservas de petróleo até o ano de 2005, distribuição das reservas entre 1985 a 2005, e produção de 1980 a 2005 estão ilustradas conforme Figuras 1; 2 e 3.

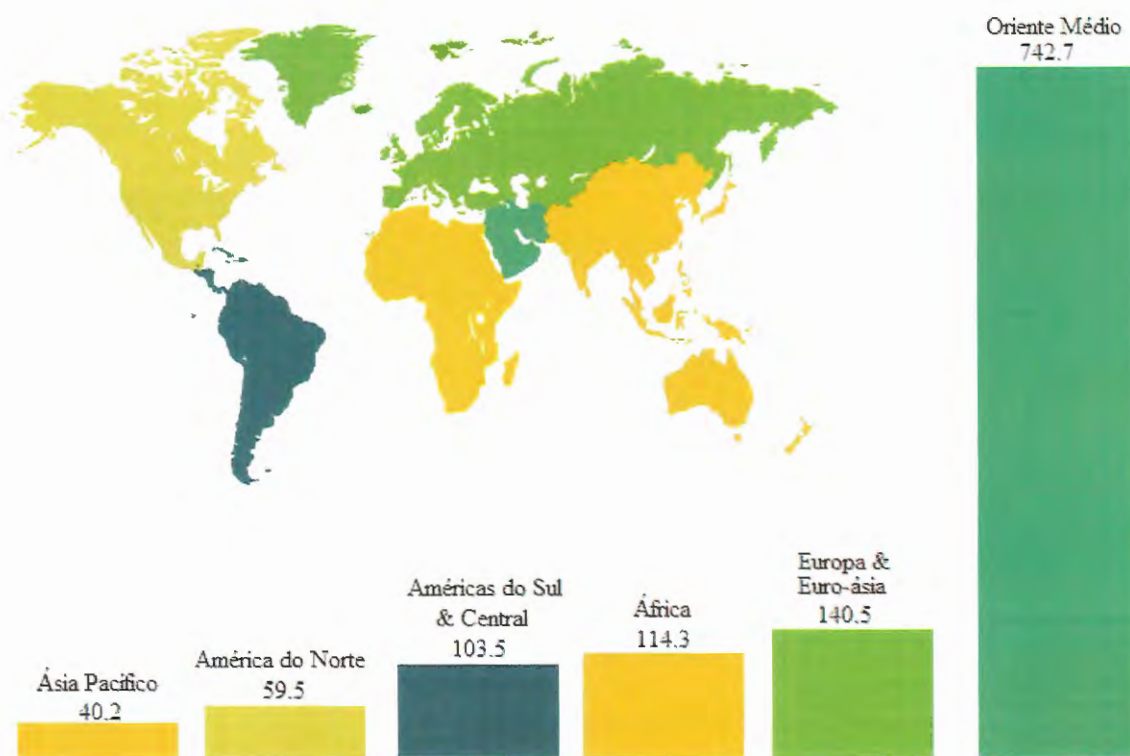


Figura 1. Reservas de petróleo no final do ano de 2005, em bilhões de barris

(Fonte: BEYOND PETROLEUM, 2006)

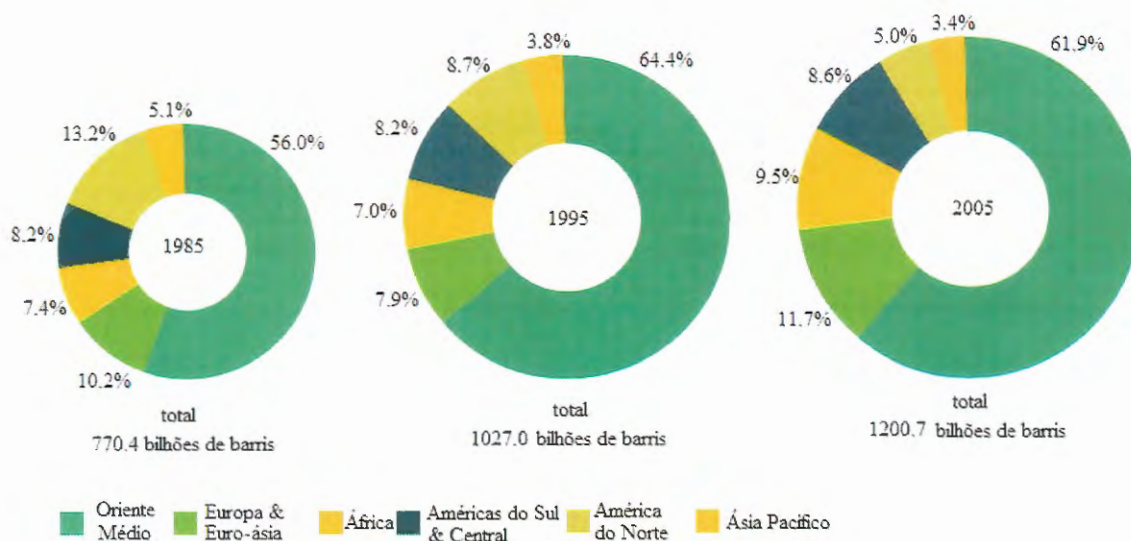


Figura 2. Distribuição das reservas de petróleo nos finais dos anos de 1985, 1995 e 2005

Fonte: BEYOND PETROLEUM (2006)

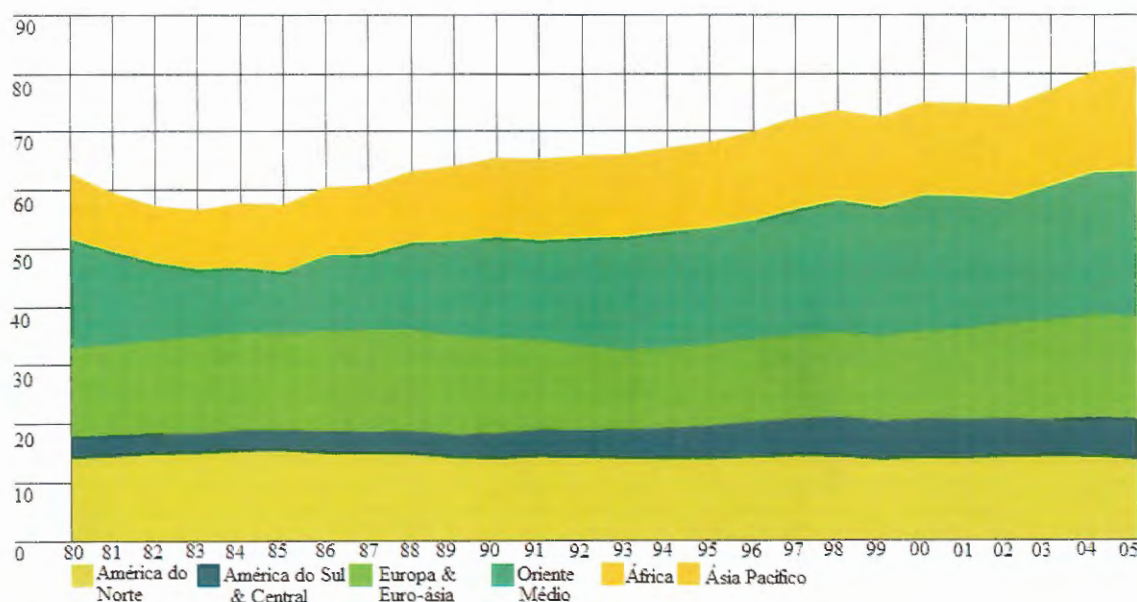


Figura 3. Produção diária de petróleo de 1980 a 2005 em milhões de barris

Fonte: BEYOND PETROLEUM (2006)

Segundo Schuchardt, Ribeiro e Gonçalves (2001), as reservas mundiais de petróleo poderão acabar dentro dos próximos 100 anos. No início de abril de

2000, o preço do barril de petróleo ultrapassou os US\$ 30, e atualmente está acima dos US\$ 60. Esse alto preço do petróleo torna substitutos, como etanol e biodiesel, economicamente viáveis no setor energético. De acordo com Schuchardt, Ribeiro e Gonçalves (2001), o consumo de petróleo irá aumentar significativamente até por volta de 2014, quando, então, o preço do barril terá subido tanto que forçará a diminuição do consumo. Nessa ocasião, seria recomendável que se possuísse tecnologia para a substituição do petróleo como fonte de insumos e energia. Para o setor petroquímico, a substituição deve acontecer gradualmente. Em princípio, outros combustíveis fósseis, como o gás natural e o carvão mineral, que têm reservas bastante maiores, poderiam substituir o petróleo. Porém, são de difícil transformação em matéria-prima para a indústria química e não iriam resolver o outro grande problema relacionado com o petróleo: o impacto ambiental devido à formação de CO e gases sulfurados na sua queima ou transformação. Isso obrigará a definição de novas políticas energéticas, com substituição dos combustíveis fósseis pela utilização de energias renováveis alternativas.

3.1.2 – Combustíveis renováveis

O desenvolvimento do motor diesel e a corrida dos combustíveis renováveis caminham simultaneamente, tecendo história de avanço tecnológico.

Rudolph Diesel (1858-1913) revolucionou as máquinas da época. Construiu uma máquina na qual o ar é comprimido a tal grau que há elevação extrema de temperatura. Quando o combustível é injetado na câmara de combustão, é incendiado pela alta temperatura do ar, explodindo e forçando o movimento do pistão. No dia 27 de fevereiro de 1892, Diesel registrou uma patente no Escritório de Registro de Patentes Imperial, na Alemanha. Em um ano, foi concedida a Patente número 67207 (YOKAYO, 2005). Diesel mostrou o referido motor na Feira de Exibição em Paris, na França, em 1898. Essa máquina apresentava a visão

do inventor a respeito de combustíveis, pois foi abastecida com óleo de amendoim. Pensou que a utilização de um combustível de biomassa era o real futuro de sua máquina (YOKAYO, 2005).

No Brasil, desde a crise do petróleo da década de 1970, vêm-se discutindo alternativas energéticas em substituição às de origem fóssil. Nesse sentido, foi criado o Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL), com o objetivo de incentivar a produção e o consumo de álcool como combustível no Brasil.

Na mesma corrente de política pública, foi pensada a inserção do biodiesel na matriz energética brasileira em 2004. O biodiesel é um combustível com características físico-químicas semelhantes ao diesel do petróleo, que pode ser produzido a partir de óleos e gorduras vegetais ou animais, por meio do processo de transesterificação.

Segundo Plá (2003), o biodiesel vem sendo extensamente utilizado na Europa, principalmente na Alemanha e na França, que aproveitam os excedentes de óleo de colza. Essa cultura teve forte expansão como consequência da Política Agrícola Comum de 1991. O objetivo dessa política foi eliminar o excesso de produção de óleos comestíveis, sem eliminar os subsídios concedidos aos agricultores. Como consequência, as áreas que superavam os limites estabelecidos na legislação, foram dedicadas a culturas não-alimentárias, de forma a não perder o direito a receber os subsídios. Obviamente, o óleo destinado a fins energéticos foi uma alternativa interessante para eles. Em 1991, foi produzido o primeiro lote de 10 t de biodiesel na Alemanha, a partir de óleo de colza.

Outro óleo utilizado na Europa para a produção de combustíveis é o de girassol. Outros países que vêm produzindo biodiesel na Europa são, especialmente, a Bélgica, a Itália, a Áustria e a Checo-Eslováquia. Nos EUA, o programa de biocombustíveis vem desenvolvendo-se com intensidade desde a primeira crise do petróleo, na década de 70. A ênfase desses programas foi colocada na utilização do álcool etílico produzido a partir do

milho, orientado para as misturas com a gasolina. A partir do final da década de 1990, vem desenvolvendo-se programa de fomento ao uso do biodiesel, obtido a partir da soja e da colza.

A produção e o consumo de biodiesel no Brasil foram determinados por meio das Medidas Provisórias nº. 214 e 227, convertidas nas respectivas Leis nº. 11.097/05 e 11.116/05. Essas medidas e seus desdobramentos estão contidos no Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel (PNPB). As principais diretrizes do programa são implantar modelos de energia sustentável, a partir da produção e do uso do biodiesel, obtido de diversas fontes oleaginosas e promover a inclusão social, garantindo preços competitivos, produto de qualidade e abastecimento. De acordo com o PNPB, a partir de janeiro de 2006, tornar-se-ia obrigatória a adição de 2% de biodiesel ao óleo diesel, devendo esse percentual ser ampliado ao longo dos anos (MCT, 2005). O cronograma do programa está sendo obedecido.

No País, a especificação do biodiesel segue a Portaria 255/2003 e o Regulamento Técnico ANP nº 2/2003 da Agência Nacional do Petróleo, de acordo com Martins (2007). Segundo com Ribeiro (2005), a produção brasileira é feita por unidades industriais, localizadas em diferentes regiões do País, com capacidade instalada de produção de 381 milhões de litros por ano.

Conforme Martins (2007), no Brasil, foram feitas inúmeras experiências com vários percentuais de mistura de diesel e biodiesel, sendo que, para efeito de uso comercial, optou-se, no Brasil, inicialmente, por trabalhar com diluição de 2% para, numa segunda etapa, chegar a 5%. Esse valor de 5% pode ser considerado ousado, já que, para atender a toda a demanda nacional de óleo diesel com 5% de biodiesel, seria necessário incrementar em 50% a produção nacional de óleos vegetais.

Na Tabela 1, apresentam-se os percentuais de mistura de diesel e biodiesel exigidos pela legislação.

Tabela 1 – Legislação da utilização de biodiesel

2005/2007	2008/2012	2013
2% Autorizado (B-2)	2% Obrigatório (B-2)	5% Obrigatório (B-5)
	5% Autorizado (B-5)	

Fonte: MARTINS (2007)

3.1.3 – Balanço Global de Energia

Conforme Macedo (2005), para a produção de combustíveis renováveis, usa-se certa quantidade de combustíveis fósseis (em operações agrícolas, industriais, transportes), mais a energia embutida nos insumos agrícolas e industriais, mais a energia usada na produção dos equipamentos, prédios, etc. Para cada combustível produzido, há um balanço global de energia.

De acordo com Urquiaga, Alves e Boodey (2005), o balanço energético estabelece a relação entre o total de energia contida no biocombustível e o total de energia fóssil investida em todo o seu processo de produção, incluindo-se os processos agrícola e industrial.

Nas Tabelas 2 e 3, apresenta-se o balanço de energia do etanol produzido da cana-de-açúcar, pesquisado em duas fontes.

Tabela 2 – Consumo e geração de energia na produção de cana e etanol

		Valores médios (kcal / t cana)	
Produção de cana-de-açúcar (total)		48208	
Operações agrícolas		9097	
Transporte		10261	
Fertilizantes, insumos, mudas, equipamentos		28850	
Processamento para a produção de etanol		11800	
Eletricidade (comprada)		0	
Produtos químicos, lubrificantes		1520	
Prédios e instalações, equipamentos		10280	
Fluxos Externos de Energia		Insumo	Produção
Agricultura		48208	-
Indústria		11800	-
Etanol produzido		-	459100
Bagaço excedente		-	40300
Total		60008	499400
Produção de energia renovável/Insumo fóssil		8,3:1	

Fonte: MACEDO (2005)

Tabela 3 – Balanço energético para a produção de etanol de cana-de-açúcar sob condições brasileiras

Rendimento (colmos de cana)	84,0 t/ha
Produção de etanol	7227 l
Ingressos de energia fóssil	GJ
1. Máquinas agrícolas e transporte à usina	5,62 GJ
2. Fertilizantes/pesticidas	7,23 GJ
3. Mudas/toletes	0,48 GJ
4. Equipamentos e prédio	6,03 GJ
5. Insumos na usina	0,62 GJ
Total	19,98 GJ
Energia produzida no etanol	161,10 GJ
Balanço energético=Energia no biocombustível/Energia fóssil investida	8,06:1

Fonte: URQUIAGA; ALVES; BOODEY (2005)

Em ambos os casos, o balanço energético para a produção de etanol a partir da cana-de-açúcar é superior a 8.

No caso do etanol produzido a partir do amido de milho, segundo Macedo (2005), nos melhores casos, o balanço energético é de apenas 1,4.

Para o biodiesel de dendê, o balanço energético é superior a 8 (Tabela 4), porém o cálculo não contabiliza a parte de equipamentos e de prédios, de acordo com Urquiaga, Alves e Boodey (2005).

Tabela 4 – Balanço energético para a produção de óleo de dendê sob condições da Malásia

Rendimento (cachos)	18,0 t/ha
Produção de óleo	3780 kg
Ingressos de energia fóssil	GJ
1. Máquinas agrícolas e transporte à usina	5,14 GJ
2. Fertilizantes	11,22 GJ
3. Pesticidas	0,80 GJ
4. Mão-de-obra	0,67 GJ
Total	17,83 GJ
Energia contida no biocombustível	154,41 GJ

Fonte: URQUIAGA; ALVES; BOODEY (2005)

Com relação ao biodiesel de mamona, Urquiaga, Alves e Boodey (2005) afirmam que o balanço deverá ser inferior a 2, bem abaixo do etanol de cana-de-açúcar e biodiesel de dendê.

Não foram encontrados trabalhos sobre balanço energético do biodiesel etílico de soja.

3.2 – COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL

Segundo Taylor (1995), embora as reações químicas durante a combustão sejam, sem dúvida, muito semelhantes nos motores ICE e ICO, os aspectos físicos dos dois processos de combustão são bastante diferentes. No motor de ignição por centelha em operação normal, o combustível está essencialmente no estado gasoso. O combustível, o ar e os gases residuais estão uniformemente misturados no instante da ignição. A ignição ocorre em um ou mais pontos fixos e a um ângulo de manivela sujeito a um controle preciso.

A ignição é seguida pelo espalhamento de uma frente de chama definida, por meio da mistura, com velocidades mensuráveis. Exceto em um ponto da ignição ou em uma zona de detonação, a combustão, em qualquer ponto dado da mistura, é iniciada por meio de transferência de energia, ou de partículas energizadas de um elemento adjacente que já está queimando; o período de combustão depende da taxa de ocorrência dessa transferência (TAYLOR, 1995).

No motor diesel, o ar, diluído por uma pequena fração de gás residual, é comprimido até uma redução de volume de 12 a 20 vezes, e o combustível, líquido, é injetado atomizado no cilindro próximo ao ponto morto superior do pistão. Como a pressão e a temperatura dos gases contidos no cilindro são muito elevadas no instante de injeção, alguma reação química, sem dúvida, tem início logo que a primeira gota de combustível entra no cilindro. Entretanto, essa reação química começa de forma tão lenta que as manifestações usuais de combustão, a saber, a aparição de uma chama visível ou de uma elevação de pressão mensurável, ocorrem apenas após um período apreciável, chamado de período de atraso. Assim, para os motores diesel, é conveniente definir-se a ignição como o momento em que aparece uma chama observável, ou quando a pressão começa a elevar-se apreciavelmente devido à combustão (TAYLOR, 1995).

Além disso, são necessárias as definições: o período de injeção é aquele intervalo de tempo que decorre do início da pulverização no cilindro e o final do escoamento do bocal (TAYLOR, 1995).

O ângulo de injeção é a medida do ângulo formado pela posição angular da árvore de manivelas entre o início e o fim da injeção (TAYLOR, 1995).

O período entre o início da injeção e o surgimento da primeira chama ou da elevação de pressão é o período de atraso (TAYLOR, 1995).

Ângulo de atraso é o ângulo de manivela correspondente ao período de atraso (TAYLOR, 1995).

Imagina-se a combustão em motores diesel como ocorrendo em três estágios (Ricardo - combustion in diesel engines, 03/1930), sendo o primeiro o período de atraso. O atraso é sempre grande, tal que, ao ocorrer a ignição, existe apreciável quantidade de combustível evaporado e dividido, bem misturado com o ar. Uma vez inflamado, esse combustível tende a queimar-se rapidamente, devido à multiplicidade de pontos de ignição e à alta temperatura já existente na câmara de combustão. Ricardo considera esse período de rápida combustão como a segunda fase do processo. Após o período de combustão rápida, o combustível que ainda não foi queimado, juntamente com qualquer combustível subsequente injetado, queima com determinada taxa, controlada principalmente por sua habilidade de encontrar o oxigênio necessário para a combustão. Essa é a terceira fase da combustão de Ricardo (TAYLOR, 1995).

O período de atraso nos motores diesel, freqüentemente chamado de atraso da ignição, corresponde, aparentemente, ao período de reações preliminares que ocorrem antes da aparição da chama na auto-ignição das cargas pré-misturadas. É aceito que o período de atraso nos motores diesel pode incluir um período de aquecimento das gotículas de combustível, antes da ocorrência de qualquer reação química. Na avaliação dessa teoria, entretanto, deve-se lembrar que cada gotícula é envolvida pelo vapor, imediatamente após sua entrada na câmara de combustão. Por essa razão, parece que as reações devem iniciar-se no vapor que envolve as superfícies da gota quase simultaneamente à entrada de cada gota no cilindro. Tal visão é suportada pelo fato de que grandes variações nesses fatores, que deveriam afetar o período de aquecimento, tais como mudanças na espessura do jato de pulverização ou na volatilidade do combustível, têm pequeno efeito sobre o atraso (TAYLOR, 1995).

Estudos sobre a combustão das gotículas de combustível no ar indicam que a ignição tem início na camada de vapor que envolve a gotícula, e que sua taxa

de combustão é limitada por sua taxa de evaporação. A taxa de queima reduz-se com o decréscimo da fração de oxigênio no ar envolvente. Essas observações ajudam a explicar a ocorrência da combustão do diesel antes da evaporação completa das gotas (TAYLOR, 1995).

Por meio de experiências, pode-se deduzir que, com um dado combustível, o principal fator que influencia no atraso, é a temperatura média dos conteúdos do cilindro durante o período de atraso. Nos motores diesel, entretanto, existe outra influência forte sobre o atraso, a saber: o choque do jato de pulverização sobre as superfícies quentes. Se essas superfícies estão suficientemente quentes, podem-se obter reduções significativas no atraso (TAYLOR, 1995).

A combustão, no período de combustão rápida, decorre principalmente da queima do combustível que teve tempo de evaporar-se e misturar-se com o ar durante o período de atraso. A taxa e a extensão da queima durante esse período são proximamente associadas com a extensão do período de atraso e sua relação com o processo de injeção (TAYLOR, 1995).

A terceira fase da combustão é o período que vai da máxima pressão até o ponto em que a combustão é mensuravelmente completa. Quando o ângulo de atraso é maior que o ângulo de injeção, o terceiro período de combustão envolverá apenas o combustível que não encontrou o oxigênio necessário durante o período de rápida combustão. Nesse caso, a taxa de combustão é limitada apenas pelo processo de mistura. Isso, por sua vez, é controlado pela relação entre o oxigênio e o combustível não-queimado e pela maneira como ambos são distribuídos e misturados no final do segundo período. Ainda que todo o combustível seja injetado bem antes do final do período de atraso, as características de injeção pobre podem estender o terceiro período razoavelmente no curso de expansão, provocando baixa potência e eficiência pobre (TAYLOR, 1995).

A resposta à velocidade do motor no segundo e terceiro estágios da combustão está provavelmente associada à turbulência da carga, como no caso da propagação da chama na ignição por centelha. Entretanto, o efeito da turbulência deve estar mais associado ao processo de mistura do que à propagação da reação química. Nos casos em que a combustão tem início cedo, no processo de injeção, no uso de forte turbilhonamento para provocar alta velocidade do ar, por meio da pulverização, provou ser bastante efetivo em assegurar certos estágios de combustão - segundo e terceiro (TAYLOR, 1995).

Já de acordo com Obert (1971), “no motor de ignição por compressão, o ar sozinho é comprimido e elevado a alta temperatura no curso de compressão. Um ou mais jatos de combustível, comprimidos à pressão de 10 a 196 MPa (100 a 2000 kgf/cm²), são introduzidos na câmara de combustão. O jato desintegra-se em um núcleo de combustível cercado por um envelope vaporizado de combustível e ar. Essa última zona é criada tanto pela atomização e vaporização do combustível como pela turbulência do ar na câmara de combustão, passando através do jato e desnudando as partículas de combustível do núcleo. Em algum local no envelope vaporizado, uma mistura de ar e combustível se formará (sic) e a oxidação torna-se iminente”.

Esse período de atraso físico é o tempo entre o começo da injeção e o atingimento das condições de reação química. No período de atraso físico, o combustível é atomizado, vaporizado, misturado com o ar e elevado na temperatura. No período seguinte, chamado o atraso químico, a reação começa lentamente e depois acelera até que se verifica a inflamação ou ignição. Em algum local, ou em muitos locais, aparece a chama; mas, em vez de uma propagação ordenada da chama ao longo de uma frente de chama definida, áreas inteiras podem explodir ou queimar devido à acumulação de combustível na câmara durante o período de atraso. A mistura no motor de ignição por compressão não é homogênea, mas completamente heterogênea; existem regiões com gotículas de combustível sozinho, com

vapor de combustível, mas não ar, com ar sozinho e com misturas ar/combustível (OBERT, 1971).

Quando a ignição começa numa região que contenha tanto combustível quanto ar, a chama propagar-se-á na região onde a mistura for contínua. Regiões adjacentes, entretanto, à beira da auto-ignição, podem queimar-se pelo calor transferido da região carburante. Em qualquer caso, seria difícil distinguir entre propagação de chama e auto-ignição, que é ajudada, naturalmente, pelas altas temperaturas geradas na câmara (OBERT, 1971).

O nome atraso de ignição é consignado para o tempo consumido pelos atrasos físico e químico. Para combustíveis leves, o atraso físico é pequeno, enquanto, para combustíveis pesados, viscosos, o atraso físico pode ser o fator controlador. O atraso físico é reduzido grandemente utilizando altas pressões de injeção e alta turbulência para facilitar a dissolução do jato (OBERT, 1971).

Na maioria dos motores de ignição por compressão, o atraso de ignição é mais curto que a duração da injeção. Então o período de combustão pode ser considerado como dividido em quatro estágios: atraso de ignição, aumento rápido de pressão, aumento de pressão constante ou controlado e queima no curso de expansão (OBERT, 1971).

Aqui o aumento rápido de pressão ocorre porque há miríades de pontos de ignição e acumulação de combustível durante o período de atraso. Seguindo esse estágio, as porções finais do combustível são injetadas dentro da chama e, por consequência, a combustão dessa fração é regulada pela velocidade de injeção. Como o processo está longe de ser homogêneo, a combustão continua quando o curso de expansão está bem adiantado. Esse prosseguimento da queima pode ser chamado o quarto estágio da combustão (OBERT, 1971).

Segundo Heywood (1988), as principais características da combustão num motor de ignição por compressão estão resumidas a seguir. O combustível é injetado

pelo sistema de injeção no cilindro, no final da compressão, imediatamente antes do começo desejado da combustão. O combustível líquido é injetado em alta velocidade em jatos, por meio de pequenos orifícios no injetor, é atomizado em pequenas gotas e penetra na câmara de combustão. O combustível vaporiza-se e mistura-se com o ar em alta temperatura e pressão, na câmara de combustão. Desde que a temperatura e a pressão estejam acima da temperatura de ignição do combustível, haverá ignição espontânea de porções da mistura ar/combustível depois de um curto período de atraso. A pressão do cilindro aumenta, e ocorre a combustão da mistura ar/combustível. A conseqüente compressão da porção não-queimada encurta o período de pré-ignição do combustível, e a mistura existente dentro da câmara queima rapidamente. Isso também reduz o tempo de vaporização do combustível líquido restante. A injeção continua até que a quantidade desejada de combustível entre no cilindro. Atomização, vaporização, mistura ar/combustível e combustão são as partes do processo de combustão. No cilindro, permanecem gases já queimados, que não foram totalmente expulsos durante a exaustão, que vão misturando-se com a mistura que entra no processo de admissão.

O processo de combustão de compressão é extremamente complexo. Os detalhes do processo dependem das características do combustível, câmara de combustão, sistema de injeção e condições de operação do motor (HEYWOOD, 1988).

Alguns efeitos importantes do processo de combustão do motor são:

1- Desde que a injeção comece imediatamente antes do início da combustão, não há perigo de pré-ignição como ocorre nos motores de ignição por centelha. Conseqüentemente, uma taxa de compressão maior pode ser usada nos motores de ignição por compressão, melhorando seu rendimento termodinâmico em relação aos motores de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988);

2 - Desde que o período de injeção é usado para controlar o período de combustão, o período de atraso entre o começo de injeção e o começo da combustão deve ser

mantido curto. Um pequeno atraso é necessário para segurar o gás comprimido no interior do cilindro com a máxima pressão tolerável. Conseqüentemente, as características da ignição espontânea para a mistura ar/combustível devem ser seguradas dentro de uma gama específica. Isso é determinado pelo número de cetano do combustível (HEYWOOD, 1988);

3 - Desde que o torque do motor em função da quantidade de combustível injetada por ciclo mantenha o ar inalterado, o motor pode ser operado sem controlador de fluxo de ar. Conseqüentemente, as exigências de trabalho serão baixas, melhorando a eficiência mecânica em relação ao motor de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988);

4 - Quando se aumenta a quantidade de combustível injetada, problemas com falta de ar durante a combustão ocasionam a formação de quantidades excessivas de fuligem. Essa fuligem excessiva ou fumaça preta na exaustão acontece quando a relação de ar/combustível atinge valores superiores a 20% (ou mais) que a mistura estequiométrica. Conseqüentemente, a máxima pressão média efetiva indicada (em um motor aspirado) é mais baixa que nos motores ICE equivalentes (HEYWOOD, 1988), e

5 - Devido ao diesel sempre operar com relações de ar/combustível mais pobres, o valor efetivo de ($\gamma = c_p/c_v$) no processo de expansão do processo é maior que num motor de ignição por centelha. Isso dá ao combustível maior eficiência de conversão que o motor de ignição por centelha, para uma mesma relação de compressão (HEYWOOD 1988).

3.3 – EXIGÊNCIAS DE COMBUSTÍVEIS PARA MOTORES ICO

Segundo Rahde (2003), os combustíveis destinados aos motores diesel devem ser facilmente inflamáveis ao contato com o ar superaquecido. Essa facilidade de

inflamação é favorável à partida do motor e assegura, em andamento, uma combustão mais completa, diminuindo, assim, a produção de fumaças no escape.

A facilidade de inflamação dos combustíveis para motores ICO é indicada pelo índice de cetano, que é determinado comparando a facilidade de inflamação do combustível a testar, com a facilidade de inflamação de uma mistura de base. Essa mistura de base é formada de cetano (muito inflamável) de alfa-metilo-naftalina (muito pouco inflamável). O primeiro é um hidrocarboneto derivado do petróleo, cuja fórmula química é $C_{16}H_{34}$, e o segundo é extraído do alcatrão de hulha (RAHDE, 2003).

Um combustível possui 45 cetanos quando a sua facilidade de inflamação é idêntica à de uma mistura contendo 45% de cetano e 55% de alfa-metilo-naftalina. Os combustíveis para motores a Diesel devem possuir índice compreendido entre 30 e 60 cetanos. Abaixo de 30 cetanos, o combustível apresenta grandes dificuldades de inflamação; não permite bons arranques a frio e provoca grande quantidade de fumaça no escape. Acima de 60 cetanos, a inflamação demasiado fácil do combustível favorece a detonação do motor, seguindo-se diminuição da potência e fadiga exagerada dos elementos mecânicos: pistões, bielas e cabeçote. Os combustíveis mais favoráveis aos motores Diesel atuais são aqueles cujo índice se situa entre 45 e 50 cetanos (RAHDE, 2003).

De acordo com Obert (1971), o número de cetanos para motores ICO de alta rotação deveria ser da ordem de 50 a 60. Cetanagens abaixo de 40 podem causar fumaça na descarga, com aumento de consumo de combustível e perda de potência. Essa tendência diminui quando são empregados combustíveis mais voláteis; inversamente, combustíveis menos voláteis devem ter altas cetanagens para evitar a fumaça. Em geral, se o motor diesel arranca com facilidade e opera satisfatoriamente, tanto em marcha lenta quanto com carga total, não se verifica nenhum ganho com o aumento da cetanagem do combustível.

Conforme Heywood (1988), o número de cetanos de um diesel comercial varia entre 40 e 55. Número de cetano abaixo de 38 acarreta aumento no atraso de ignição.

3.4 – EMISSÕES

3.4.1 – Efeito estufa e os gases que os promovem

De acordo com Goldemberg (1998), a queima de combustíveis fósseis (petróleo, carvão e gás natural) e as queimadas decorrentes dos desmatamentos, ocorridos com maior intensidade nos últimos 150 anos devido à Revolução Industrial e ao crescimento populacional, têm sido as maiores causas de emissão de dióxido de carbono (CO_2) para a atmosfera. O CO_2 , juntamente com outros gases, como vapor d'água (H_2O), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O) e clorofluorcarbonos (CFCs) são conhecidos como gases de efeito estufa (GEE). Esses GEEs formam uma camada de gases na atmosfera. O autor menciona, também, que a temperatura média da Terra sem os GEEs seria de 15-20 °C abaixo de zero. O efeito estufa é um fenômeno de ocorrência natural. Essa camada de gases tem papel vital na maneira como a radiação solar interage com a Terra, fazendo com que a temperatura permaneça estabilizada e haja vida no planeta, de acordo com Sagan (1982).

Nobre (2001) afirma que os vários cenários de mudanças climáticas para o País, em função dos diversos cenários de emissões de GEE, principalmente o dióxido de carbono, o metano e o óxido nitroso, CO_2 , CH_4 e N_2O , respectivamente, para os próximos 100 anos, indicam a possibilidade de impactos climáticos significativos. No cenário atual de crescimento das emissões dos GEEs, os modelos climáticos computacionais sugerem que poderá ocorrer aquecimento de 4 a 6 °C em partes do País (principalmente na Amazônia) ao

final do século XXI. Há, ainda, muita incerteza com relação às possíveis mudanças na precipitação pluviométrica e quanto a modificações na frequência de extremos climáticos (secas, inundações, geadas, tempestades severas, vendavais, granizo, etc.).

A recente crise de energia elétrica, por um lado, desnudou a dependência da matriz energética do País de seus recursos hídricos e, portanto, da variabilidade das chuvas, e por outro lado, sugere a construção de dezenas de termelétricas como alternativa para diminuir essa dependência. A implementação desse discutido plano emergencial fará com que aumentem as emissões de GEE do País por queima de combustíveis fósseis. É digno de nota que as crises energéticas no Brasil e em partes dos EUA, que são tipicamente de curto prazo, estão colocando a oferta de energia como prioridade estratégica e depositando as preocupações ambientais num relativo segundo plano. Parece, cada vez mais provável, que ações resolutas para a diminuição das emissões de GEE somente acontecerão após a ocorrência de alguma “surpresa” climática catastrófica, principalmente se tal surpresa climática se der nos países desenvolvidos (NOBRE, 2001).

Desde a revolução industrial, as concentrações atmosféricas dos gases do efeito estufa aumentaram devido às atividades humanas, atingindo números elevados na década de 1990 e continuam a aumentar. Durante o período de 1750 a 2000, a concentração atmosférica de CO₂ aumentou em 31±4%, equivalente a 1,46 Wm⁻² (vide Figura 4), principalmente devido à queima de combustíveis fósseis, queimadas e mudança do uso do solo, segundo IPCC (2002).

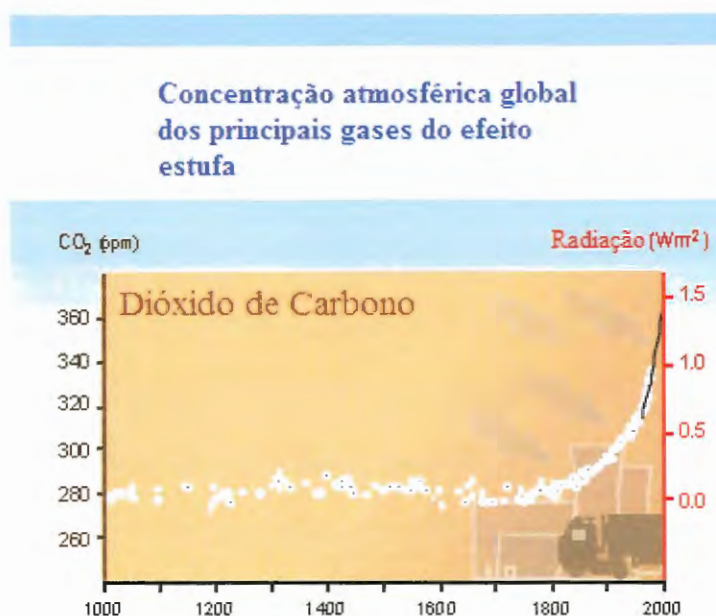


Figura 4. Rápido aumento da concentração de CO₂ após o ano de 1750

Fonte: IPCC (2002)

De acordo com Miguez (2001), até a revolução industrial, a grande parte da energia produzida num local era consumida em locais próximos e para as populações regionais. Depois da industrialização, com a produção mais eficiente devido ao advento do motor a vapor, com o aumento da eficiência e alcance dos meios de transporte, as energias produzidas num local passaram a ser consumidas em locais cada vez mais distantes, abastecendo populações cada vez maiores. Dessa forma, a produção local, abastecedora de um sistema global, passou a ter mais responsabilidade no efeito estufa.

Segundo Mattos (2001), o vapor d'água é responsável por 65% do efeito estufa natural. Sua fonte principal é a evaporação dos oceanos (425000 km³/ano) e a superfície da Terra, sendo que o vapor d'água atmosférico segue o ciclo da água rapidamente. Uma molécula de água pode demorar desde algumas horas até milhões de anos para completar o ciclo. Em média, o tempo de permanência para o vapor d'água na atmosfera é de 10 dias. Por meio da condensação da água, o vapor d'água transforma-se em chuva e neve. A

evaporação depende da temperatura, levando a grandes variações sazonais a quantidade de vapor d'água presente na atmosfera.

Das substâncias químicas reativas presentes na atmosfera, o metano é de longe o mais abundante. O metano é produzido por meio da decomposição anaeróbia dos resíduos nos aterros sanitários, digestão entérica animal, decomposição de excreção animal, cultivo de arroz alagado, produção de petróleo, produção e distribuição de gás natural, produção de carvão e queima de biomassa (madeira e lixo). As mais importantes fontes de emissão de metano são, primeiramente, os aterros sanitários e, secundariamente, a digestão entérica animal e a produção e a distribuição de gás natural (MATTOS, 2001).

O óxido nitroso (N_2O) é um gás produzido tanto por fontes naturais (de grande variedade de fontes biológicas no solo e na água) quanto por fontes antropogênicas (nas atividades agrícolas, pelo uso de fertilizantes orgânicos e químicos; queima de combustíveis fósseis; queima de biomassa; produção de ácido nítrico, e disposição de resíduos). As emissões desse gás são muito menores que as de CO_2 , mas é um potente gás de efeito estufa. O N_2O é decomposto por meio de reações fotoquímicas na estratosfera. Para estabilizar a sua concentração na atmosfera, seria necessária a redução imediata nas suas emissões antropogênicas de 70 a 80% (MATTOS, 2001).

Os halocarbonos compreendem os compostos químicos que possuem em sua estrutura moléculas de halogênios (principalmente cloro, flúor e bromo) e carbono. Os clorofluorcarbonos (CFCs) são compostos produzidos pelo homem e usados como refrigerantes e agentes produtores de espuma e propelentes, que são responsáveis pela destruição do ozônio estratosférico. Esses gases possuem altos potenciais de aquecimento. A produção e a emissão desses gases já se encontram regulamentadas por tratados internacionais (MATTOS, 2001).

Também se encontram nessa categoria os hidrofluorcarbonos (HFCs), que, além dos átomos de halogênios e carbono, possuem átomos de hidrogênio. Os HFCs foram utilizados para substituir os CFCs e são menos reativos ao ozônio, no entanto também possuem altos potenciais de aquecimento (MATTOS, 2001).

Os perfluorcarbonos (PFCs) são considerados os substitutos dos HFCs. Esse grupo de produtos é formado por carbono e flúor, e tem como principal produto o CF_4 . Os PFCs também são emitidos como subprodutos de alguns processos industriais. Os PFCs não causam prejuízos ao ozônio estratosférico, no entanto são fontes de gases de efeito estufa e podem ficar na atmosfera por milhares de anos (MATTOS, 2001).

A maior parte do ozônio existente no planeta encontra-se na estratosfera (cerca de 90% do total), e o restante encontra-se na troposfera. A concentração de ozônio, tanto estratosférico quanto troposférico, varia de acordo com a localidade e o tempo. Atualmente, existem dificuldades para quantificar a importância desse gás na acentuação do efeito estufa natural. O ozônio também é formado na troposfera pela reação dos seguintes gases: óxidos de nitrogênio (NO_x), da queima de combustíveis fósseis; hidrocarbonetos (HCs), da evaporação de combustíveis líquidos e solventes, e monóxido de carbono (CO). O ozônio troposférico possui papel importante no aquecimento global. Também existem dificuldades para a quantificação do ozônio troposférico devido a vários fatores, entre os quais: concentração e distribuição espacial, tanto regional quanto verticalmente, e mudanças nessas variáveis com o tempo. Calcula-se que a retirada de metade do ozônio existente na troposfera acarretaria resfriamento de cerca de $0,5\text{ }^\circ\text{C}$ da temperatura do globo. Dobrando-se a quantidade atual existente de ozônio na troposfera, teríamos o aquecimento de $0,9\text{ }^\circ\text{C}$ da temperatura terrestre. A redução na formação do ozônio troposférico significa, além de possível resfriamento da Terra, a melhoria da qualidade do ar nas cidades, já que esse gás possui efeitos prejudiciais à saúde (MATTOS, 2001).

Segundo Scarpinella (2002), o dióxido de carbono (CO_2) é o gás estufa considerado de maior importância dentre os GEEs, não só pelo volume de emissão, como também por ser parte de um ciclo onde é captado pelas plantas, em um processo físico-químico denominado fotossíntese. Por meio desse processo, os organismos fotossintetizantes (plantas, fitoplânctons, algas marinhas e cianobactérias) retiram o dióxido de carbono da atmosfera e incorporam-nos em seus compostos orgânicos, além de liberar oxigênio.

Segundo Pereira (2002), é importante notar que o CO_2 , bem como os outros GEEs em geral (vapor d'água, por exemplo), não possuem as duas características básicas de um poluente (não causam, em absoluto, nenhum dano à saúde e não “suja” o meio ambiente). É importante ressaltar, também, que o efeito estufa é um fenômeno natural e bem-vindo, pois sem ele o Sol não conseguiria aquecer a terra o suficiente para que fosse habitável. Na Figura 5, esquematiza-se o efeito estufa provocado pela emissão de CO_2 .

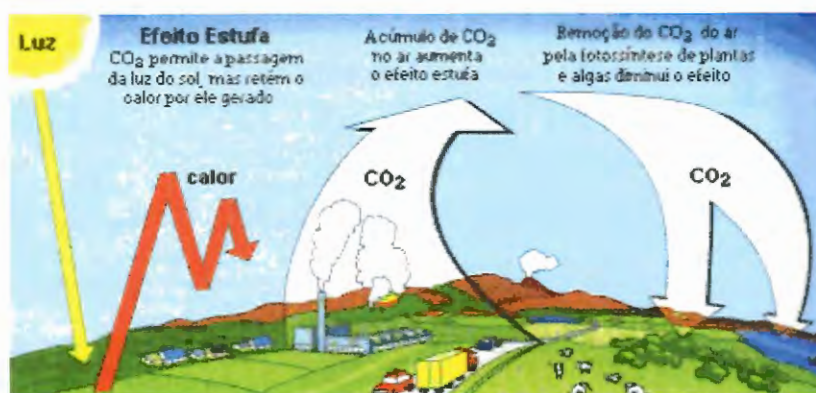


Figura 5. Efeito estufa

Fonte: MOSSMANN (2003)

A intensificação desse efeito é de fato um problema, e sua principal causa é a queima de combustíveis fósseis utilizados sobretudo nos setores de geração elétrica, industrial e de transporte. Com a revolução industrial e o advento do motor de combustão interna, as emissões de GEE decorrente da queima desses combustíveis vêm aumentando de

forma abrupta. Esse aumento das emissões de GEE, por sua vez, fez com que maior quantidade desses gases se concentrasse na atmosfera. É justamente esse aumento da concentração de GEE na atmosfera que vem causando a intensificação do efeito estufa e, em decorrência, o aumento da quantidade de calor aprisionado na atmosfera da Terra. Esse calor adicional, ou dito de outra forma, essa variação de energia térmica, tem influência determinante sobre o funcionamento do clima do planeta, já que essa energia é responsável pela circulação dos ventos e dos oceanos, pela evaporação e pela precipitação. Na Figura 6, ilustra-se esquema do efeito estufa com a emissão de gases provocada por motores que utilizam combustíveis fósseis.



Figura 6. Efeito estufa.

Fonte: JOSEPH (2003)

Uma das maneiras de neutralizar-se o efeito estufa é a utilização de combustíveis renováveis, tais como o etanol, fabricado a partir da cana-de-açúcar, e o biodiesel. Dessa forma, o CO₂ gerado na combustão seria consumido na fotossíntese da planta

que dá origem ao combustível. Na Figura 7, ilustra-se esquema do efeito estufa com a emissão de gases provocada por motores que utilizam combustíveis renováveis.

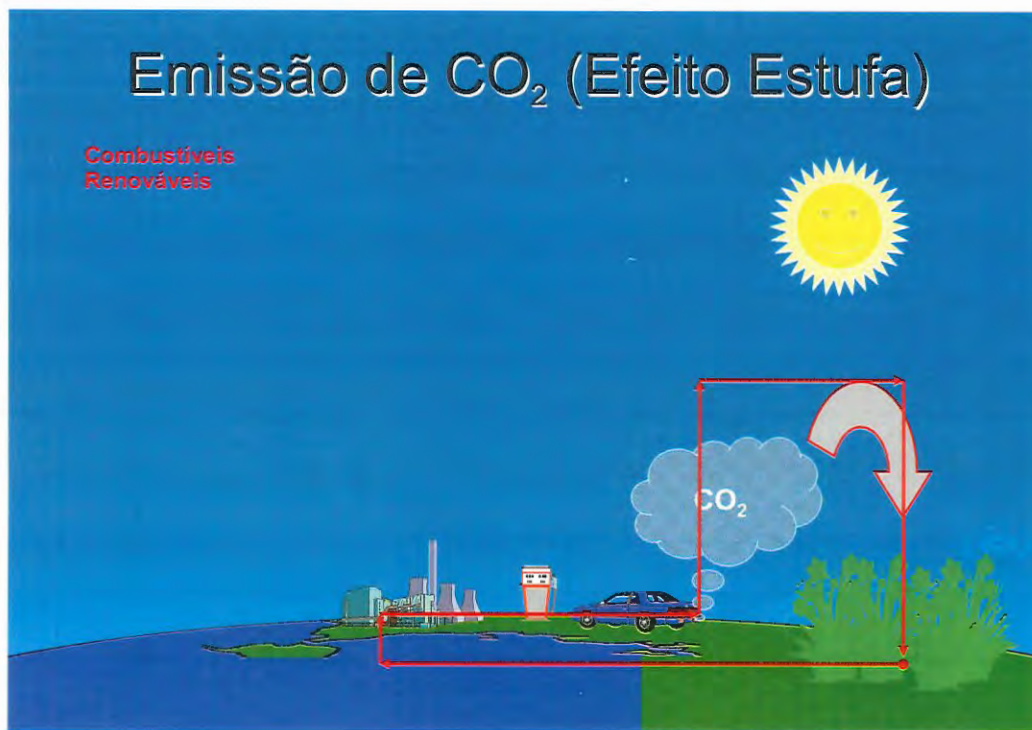


Figura 7. Efeito estufa

Fonte: JOSEPH Jr. (2003)

Durante o século XX, houve aquecimento amplo e consistente da superfície terrestre e dos oceanos (Figura 8), sendo provável que a maioria do aquecimento observado durante os últimos 50 anos tenha sido devido ao aumento das concentrações dos gases do efeito estufa. A temperatura da superfície terrestre aumentou cerca de 0,6 °C (0,4-0,8 °C) durante os últimos 100 anos, sendo 1998 o ano mais quente; e a década de 1990, a mais quente (IPCC, 2002).

Diferenças significativas são projetadas para o século 21, conforme informações do INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGEIPCC (2002). Na Figura 9, mostra-se uma projeção do aquecimento global para o período de 2071 a 2100, tendo como base o período de 1961 a 1990.

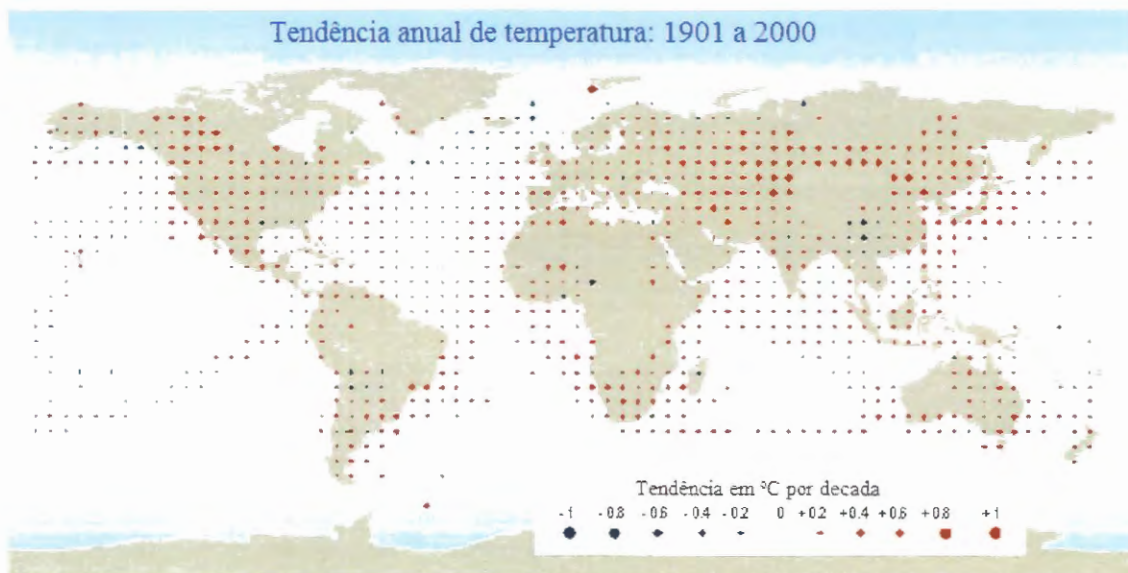


Figura 8. Tendências de temperatura anuais para o período de 1901 a 2000

Fonte: IPCC (2002)

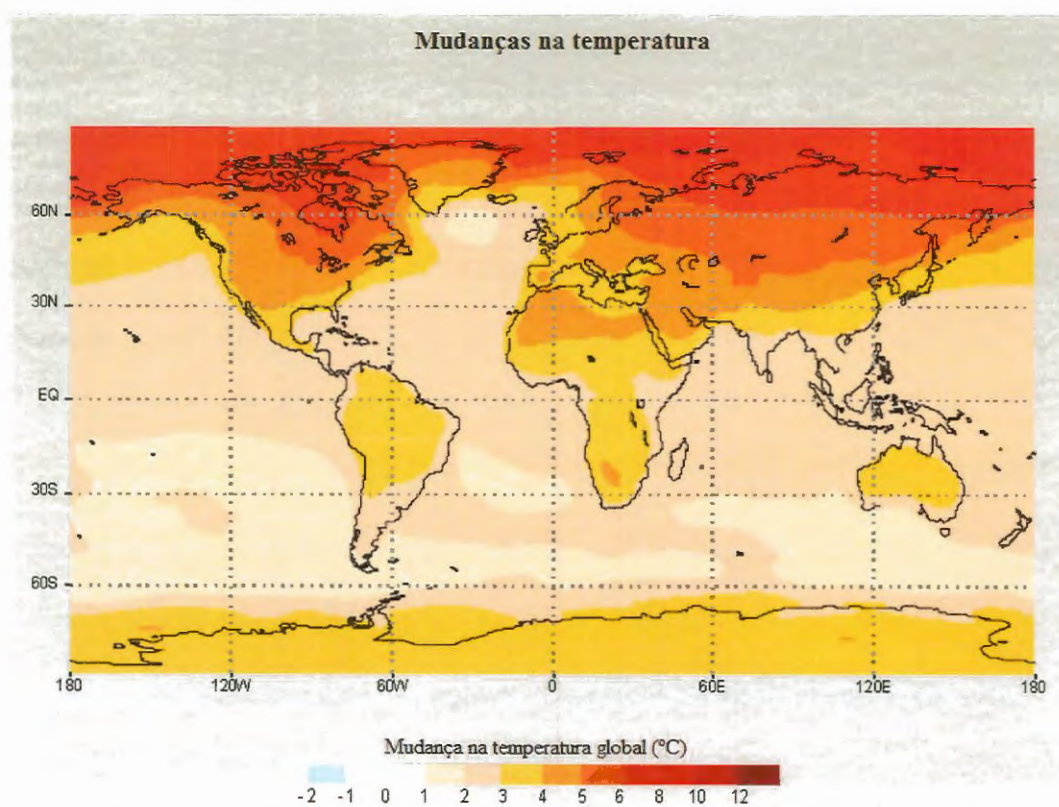


Figura 9. Projeção de temperatura para as últimas décadas do século XXI

Fonte: IPCC (2002)

3.4.2 – Poluentes emitidos por motores do ciclo diesel

Os poluentes analisados neste trabalho serão os resultantes da combustão do óleo diesel. Os principais poluentes dessa combustão serão descritos logo a seguir, segundo Xavier (2002).

3.4.2.1 – Particulados

De acordo com Xavier (2002): “A exaustão do diesel é uma complexa mistura de combinações orgânicas e inorgânicas composta de gases, materiais de fase líquida e sólida. As emissões da fase gasosa são compostas de HCs, NO_x, CO, CO₂ e dióxido de enxofre (SO₂). As emissões da fase líquida são compostas de hidrocarbonetos (HC) e moléculas de sulfato (SO₄). As emissões da fase sólida consistem principalmente em pequenas partículas de carbono (10-80 nm). Particulados consistem no agrupamento de partículas sólidas de hidrocarbonetos. O tamanho individual das esferas de fuligem é de aproximadamente 25 nm, e a faixa de tamanho dos particulados, em geral, é de aproximadamente 100 – 200 nm. Particulados de diesel são de preocupação especial devido ao impacto que o material pode causar à saúde. Estudos biológicos em particulados de diesel mostraram que eles podem ser cancerígenos ou provocar mutações celulares. Em geral, as partículas de diâmetros menores podem ser depositadas profundamente nos pulmões, causando problemas respiratórios gerais e/ou outros problemas de saúde”.

3.4.2.2 – Fração orgânica solúvel (SOF)

“A fração orgânica solúvel contém componentes de ponto alto-ferventes achados no combustível e no óleo lubrificante, que condensam e absorvem sobre a

superfície das partículas de fuligem de carbono. A SOF é constituída principalmente por hidrocarbonetos, SO₂, NO, NO₂, com algumas quantidades de sulfato, zinco, fósforo, cálcio, ferro, silício e cromo” (XAVIER, 2002).

3.4.2.3 – Monóxido de Carbono

O monóxido de carbono é produzido pela combustão incompleta do combustível fóssil. É um gás sem cor, sem cheiro, porém extremamente tóxico. Se esse composto for inalado, pode ligar a hemoglobina e reduzir a capacidade do sangue em transportar oxigênio no corpo humano, que pode conduzir a enxaquecas, vertigens, doenças do coração e levar à morte. É o maior componente da poluição urbana do ar, e cerca de 90% do monóxido de carbono em centros urbanos resultam da operação dos motores de veículos (XAVIER, 2002).

3.4.2.4 – Óxido de nitrogênio

“O óxido de nitrogênio é produzido na câmara de combustão devido à alta temperatura dentro dos cilindros do motor durante o processo de combustão. No ambiente urbano, os motores dos veículos são responsáveis por cerca de 50-70% dos níveis de NO_x. Nitrogênio e oxigênio são os maiores componentes do ar de entrada de máquina, e durante o processo de combustão, uma porcentagem pequena do nitrogênio é oxidada para formar o óxido de nitrogênio, como NO, N₂O e dióxido de nitrogênio (NO₂)” (XAVIER, 2002).

“Um dos impactos primários e difundidos de emissões de veículos é a formação de fumaça de reação química. O ozônio é formado na baixa atmosfera por uma complexa reação química envolvendo reações de hidrocarbonetos compostos, óxido de nitrogênio e a energia da luz solar. O problema do ozônio é sentido em quase todas as

principais cidades do mundo e incitou reguladores para desenvolverem padrões estritos para a qualidade do ar e para o ozônio, como também limitar a emissão de hidrocarbonetos e NOx de motores móveis ou estacionários. A mais recente pesquisa sobre o problema do ozônio mostrou que, controlando-se a emissão de NOx, pode-se obter benefício maior do que em se controlando a emissão de HC” (XAVIER, 2002).

3.4.2.5 – Hidrocarbonetos não-queimados

“Hidrocarbonetos resultantes da exaustão são o resultado da queima incompleta do combustível durante a combustão no motor, sendo função da composição do combustível. Desde então, há grande número de combinações agrupando-se em categorias para que se possa simplificar a caracterização desses contaminantes.

As mais importantes das emissões de hidrocarbonetos são as combinações orgânicas voláteis (VOC) e as combinações de aldeídos. O jogo de VOC tem papel importante na formação do ozônio, porém agora se pensa que a melhor forma de limitar a formação do ozônio é controlar a emissão de NOx.

A emissão gasosa de HC resultante da exaustão do diesel é relativamente baixa se comparada com a emissão da exaustão de motores que utilizam gasolina. Os componentes da fase líquida da exaustão do diesel que se condensam sobre partículas, são as maiores preocupações desde que se descobriu, em testes biológicos, que essas combinações contêm propriedades cancerígenas” (XAVIER, 2002).

3.4.2.6 – Formação do NOx

“Com o aumento da preocupação com a qualidade da atmosfera, o NOx está cada vez mais sendo estudado. Embora já se conheça esse poluente há várias décadas, estudos mais aprofundados ainda são recentes sobre a sua formação. A principal

causa de formação de NO_x é a queima de combustíveis fósseis. Nos motores de ciclo diesel, o NO_x forma-se dentro da câmara de combustão. Sabe-se que a formação de NO_x é função da compressão do motor e, principalmente, da temperatura de combustão na câmara. O período de tempo crítico é quando as temperaturas dos gases atingem um máximo, isto é, entre o começo de combustão e logo após a ocorrência de pressão de cume no cilindro” (XAVIER, 2002).

“A mistura que queima cedo no processo de combustão é especialmente importante desde que é comprimido até atingir temperatura mais alta, como a combustão procede, ocorrem os aumentos de pressão de cilindro. Depois do tempo de pressão de cume, a temperatura dos gases queimados diminui, bem como a expansão dos gases no cilindro” (XAVIER, 2002).

3.5 – UTILIZAÇÃO DE ETANOL EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO DE 4 TEMPOS EM SUBSTITUIÇÃO PARCIAL AO DIESEL

A utilização de etanol substituindo parcialmente o diesel em motores de ignição por compressão vem sendo estudada desde o século passado. Chen, Heisey, Lestz, Broukhiyan, Jiang publicaram trabalhos importantes sobre o assunto.

3.5.1 – Chen et al. (1981)

3.5.1.1 – Descrição

Chen et al. (1981) injetaram etanol num motor turbo diesel de 4 cilindros, em várias proporções e diferentes rotações e cargas. Conseguiram leve melhora de eficiência em cargas altas e pequena redução em cargas baixas.

Efetuaram várias tentativas para a utilização de álcool em motores de ciclo diesel, tais como: emulsão de álcool com diesel; injeção de álcool em conjunto com

diesel por vaporização, carburação ou injetor de combustível; injeção de álcool logo após o diesel, no interior do cilindro, dentre outros.

O método selecionado foi a injeção direta do álcool por meio de um atomizador, conforme ilustrado na Figura 10.

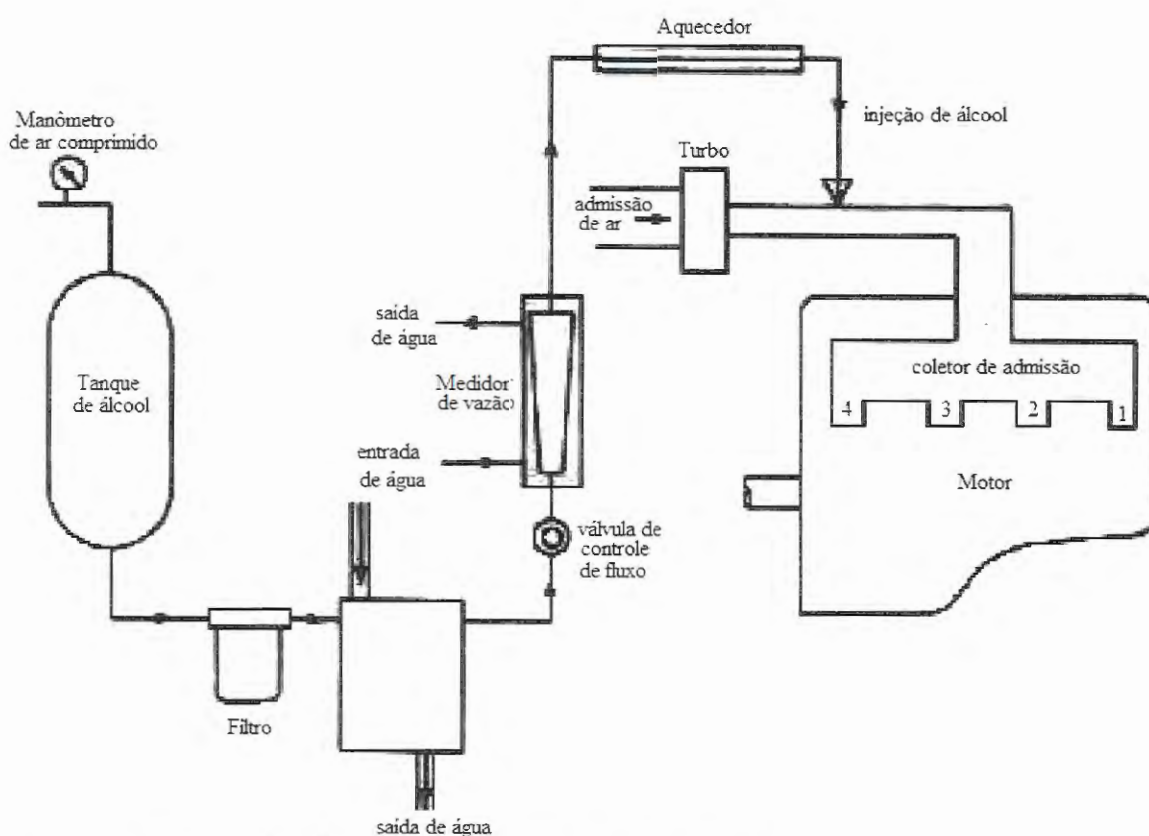


Figura 10. Esquema de injeção de álcool em motor do ciclo diesel

Fonte: CHEN et al. (1981)

O álcool foi armazenado em tanque separado e pressurizado a 345 kPa (50 psi), sendo injetado após o turbo. Foram efetuados testes preliminares para injeção de álcool antes da turbina, porém os resultados foram considerados ruins, pois não houve vaporização satisfatória. A temperatura do álcool foi mantida constante em 30 °C.

Primeiro, os autores coletavam os dados utilizando apenas diesel como combustível. Em seguida, substituíram parcialmente o diesel por álcool, em quantidades crescentes, e mantiveram a carga do motor. Eles verificaram que, em cargas altas, a

quantidade de álcool injetada estava limitada pela capacidade do injetor e, em cargas baixas, a quantidade máxima de álcool injetada estava limitada ao tempo de ignição do combustível, que foi monitorado por pressostato e osciloscópio.

3.5.1.2 – Resultados

Chen et al. (1981) efetuaram três repetições dos testes, e os dados obtidos não diferiram mais de 2%. Nas Figuras 11 e 12, apresentam-se os gráficos de emissão de fumaça e NOx obtidos com a adição de álcool no motor.

Chen et al. (1981) concluíram que a injeção de álcool em conjunto com diesel é um método viável de utilizar álcool em motores de ignição por compressão e que houve diminuição nas emissões de NOx e de fumaça quando comparado ao motor funcionando apenas com diesel. Não comentaram os motivos que levaram a essa diminuição.

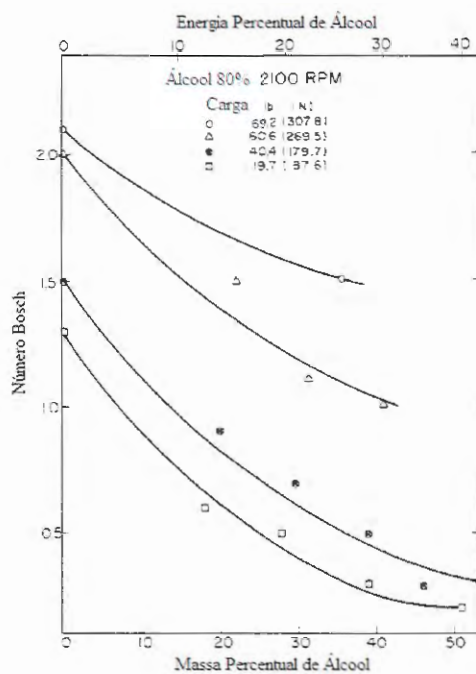


Figura 11. Número de fumaça Bosch em função da massa e da energia percentual do álcool

Fonte: CHEN et al. (1981)

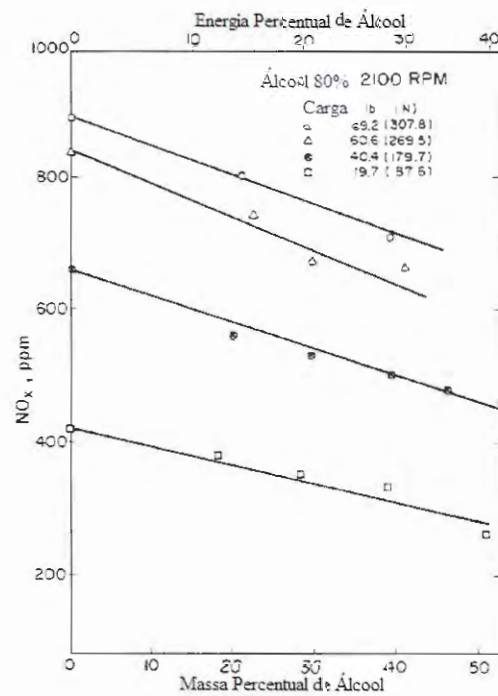


Figura 12. Emissão de NO_x em função da massa e energia percentual do álcool

Fonte: CHEN et al. (1981)

3.5.2 – Heisey e Lestz (1981)

3.5.2.1 – Descrição

Heisey e Lestz (1981) também injetaram álcool num motor do ciclo diesel. O combustível em questão foi atomizado por um sistema pressurizado a até 69 kPa (10 psi). O fluxo de álcool foi controlado, variando a pressão de injeção do álcool. O ar foi desumificado por um banho de gelo e filtrado em carvão, sendo pressurizado a 138 kPa (20 psi) e teve o fluxo controlado. A temperatura foi mantida em 30 °C. Na Figura 13, ilustra-se a injeção de álcool.

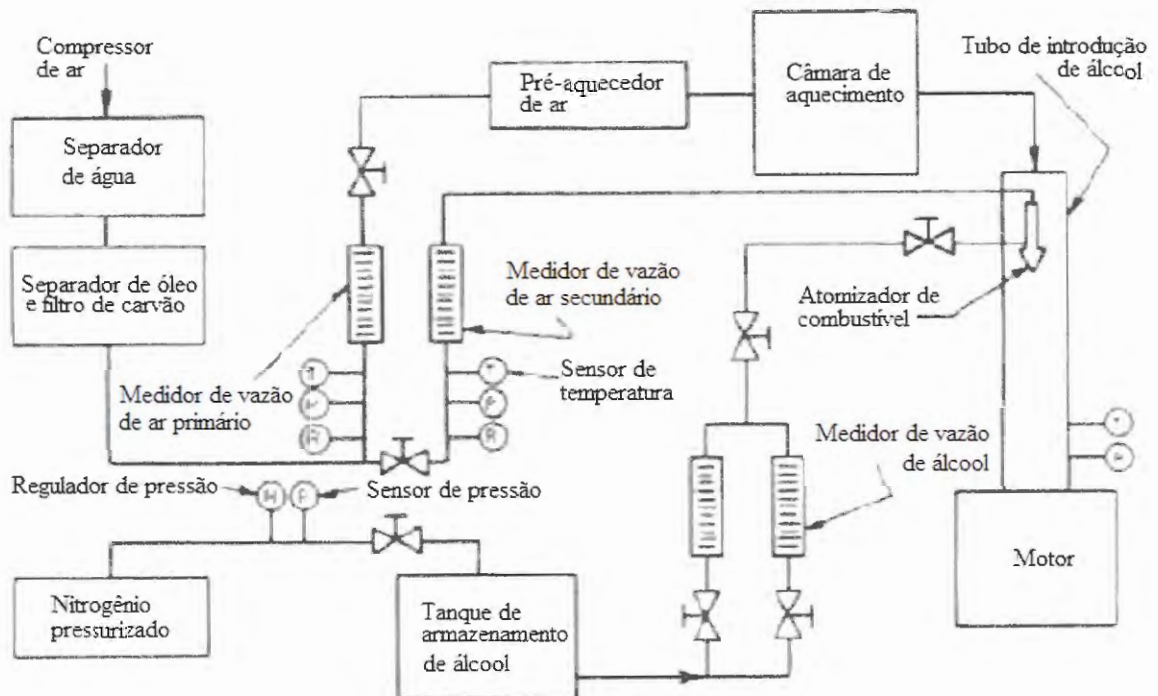


Figura 13. Esquema de injeção utilizado no motor monocilíndrico

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Heisey e Lestz (1981) determinaram os efeitos da pulverização de álcool em motor do ciclo diesel. Fizeram também testes com metanol, para efeito de comparação.

3.5.2.2 – Resultados

Heisey e Lestz (1981), através dos resultados experimentais, concluíram que:

- a-) houve pequenas melhorias de eficiência térmica em cargas altas;
- b-) a substituição por álcool, em termos de energia, foi possível até 30%;
- c-) não houve variações significativas de eficiência térmica em função da pureza do álcool;

d-) não houve variações significativas de eficiência térmica em função do tipo de álcool;

e-) a injeção de álcool vaporizado gerou atraso na ignição. O atraso aumentou em função da maior quantidade de água contida no álcool. O atraso na ignição com metanol foi maior que com etanol;

f-) a formação de monóxido de carbono aumentou durante a injeção de álcool, principalmente em cargas parciais. O conteúdo de água e o tipo de álcool não têm efeito significativo na emissão de CO. Atribuem esse aumento ao alto calor latente de vaporização do álcool e a uma possível diminuição na temperatura na câmara de combustão;

g-) os níveis de emissões de NOx diminuem com conteúdo de água no álcool. Variam com a carga do motor, sendo menor em cargas parciais. Relacionam a diminuição com o alto calor latente de vaporização do álcool e a uma possível diminuição na temperatura na câmara de combustão;

h-) o metanol vaporizado geralmente produz menor emissão de NOx, comparado ao etanol. A explicação dos autores foi devido ao maior calor latente de vaporização do metanol em relação ao etanol, e

i-) a emissão de particulados diminuiu com a injeção de álcool. Atribuíram isso a uma melhora na combustão.

Na Figura 14, apresenta-se o gráfico da eficiência térmica em função da injeção de etanol a 2400 rpm.

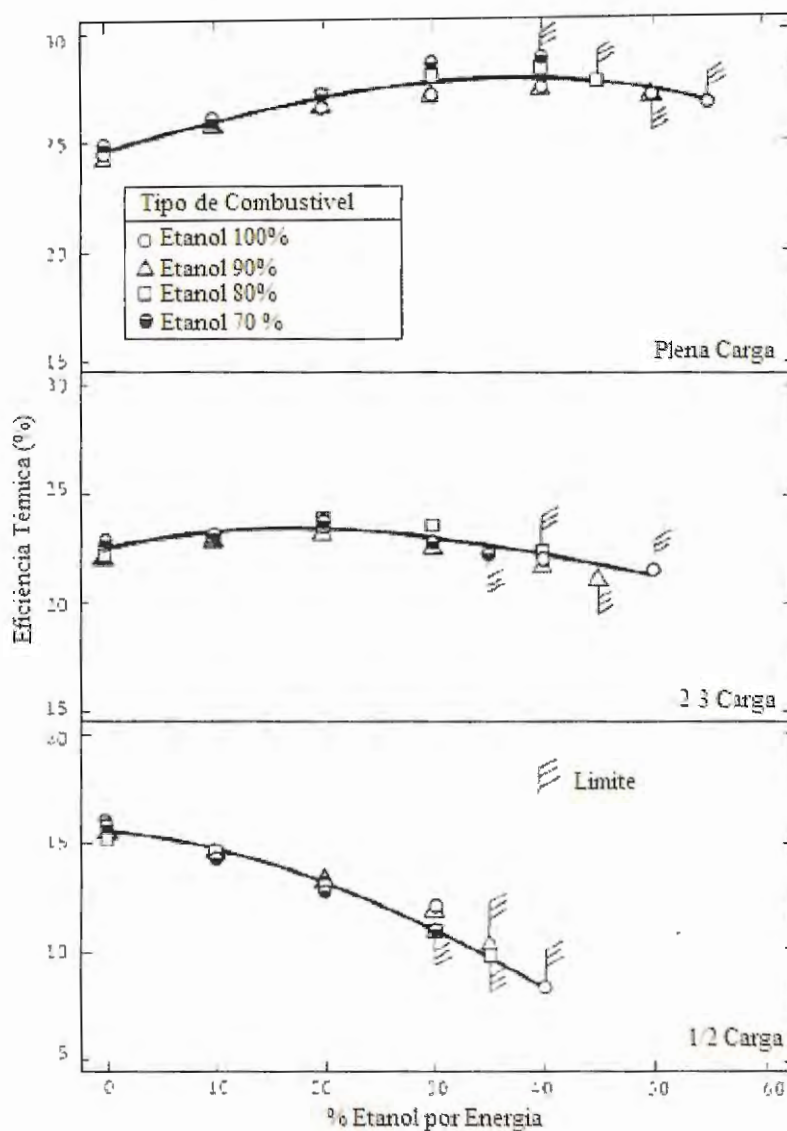


Figura 14. Eficiência térmica em função da injeção de etanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 15, apresenta-se o gráfico da comparação da eficiência térmica na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm.

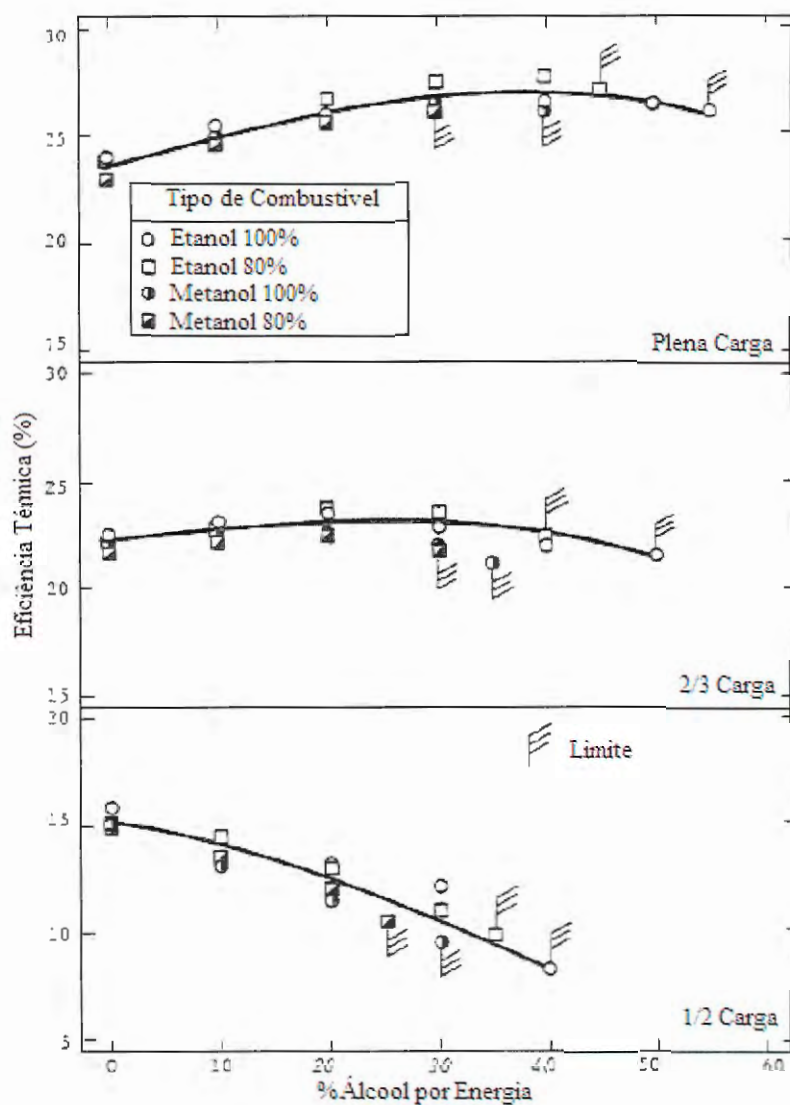


Figura 15. Comparação da eficiência térmica na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 16, apresenta-se o gráfico da comparação do atraso de ignição na injeção de etanol a 2400 rpm.

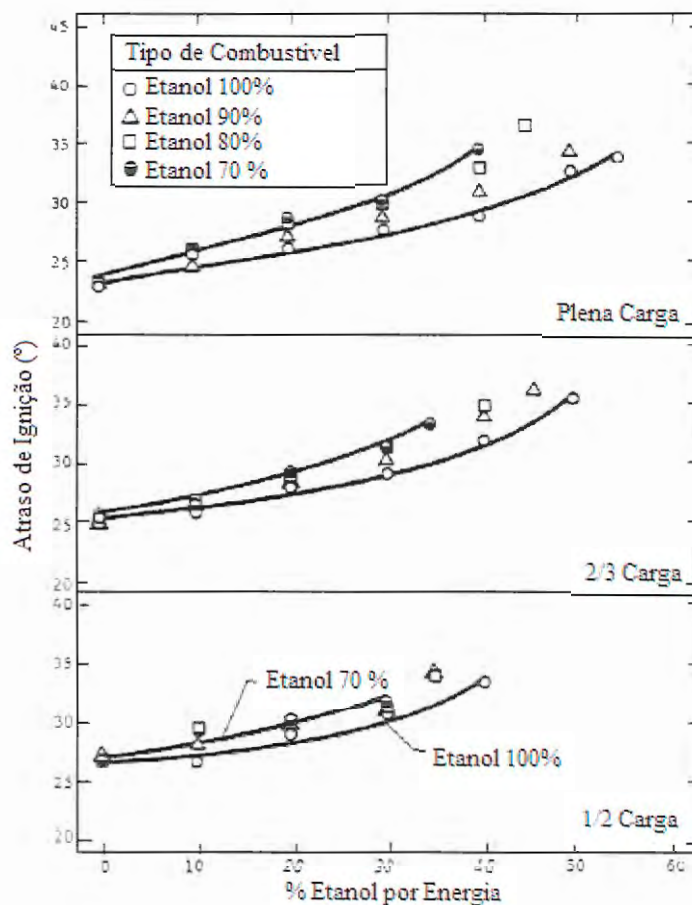


Figura 16. Comparação do atraso de ignição na injeção de etanol a 2400 rpm
 Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 17, apresenta-se o gráfico da comparação do atraso de ignição na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm.

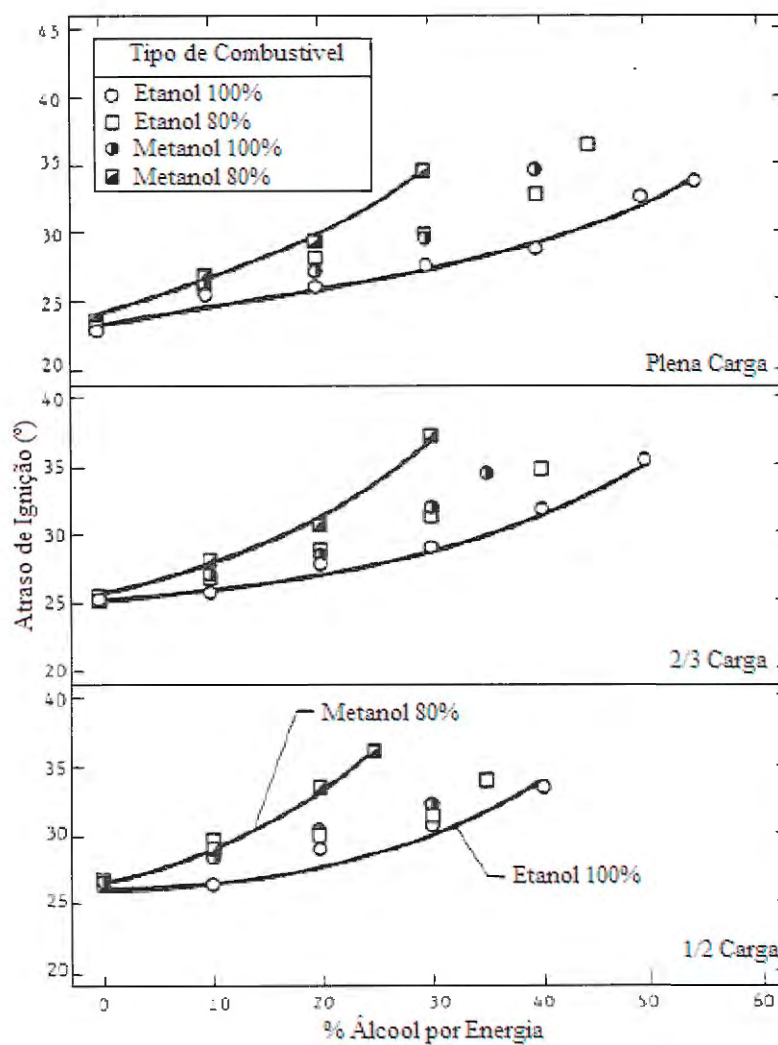


Figura 17. Comparação do atraso de ignição na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 18, apresenta-se o gráfico da emissão de CO em função da injeção de etanol a 2400 rpm.

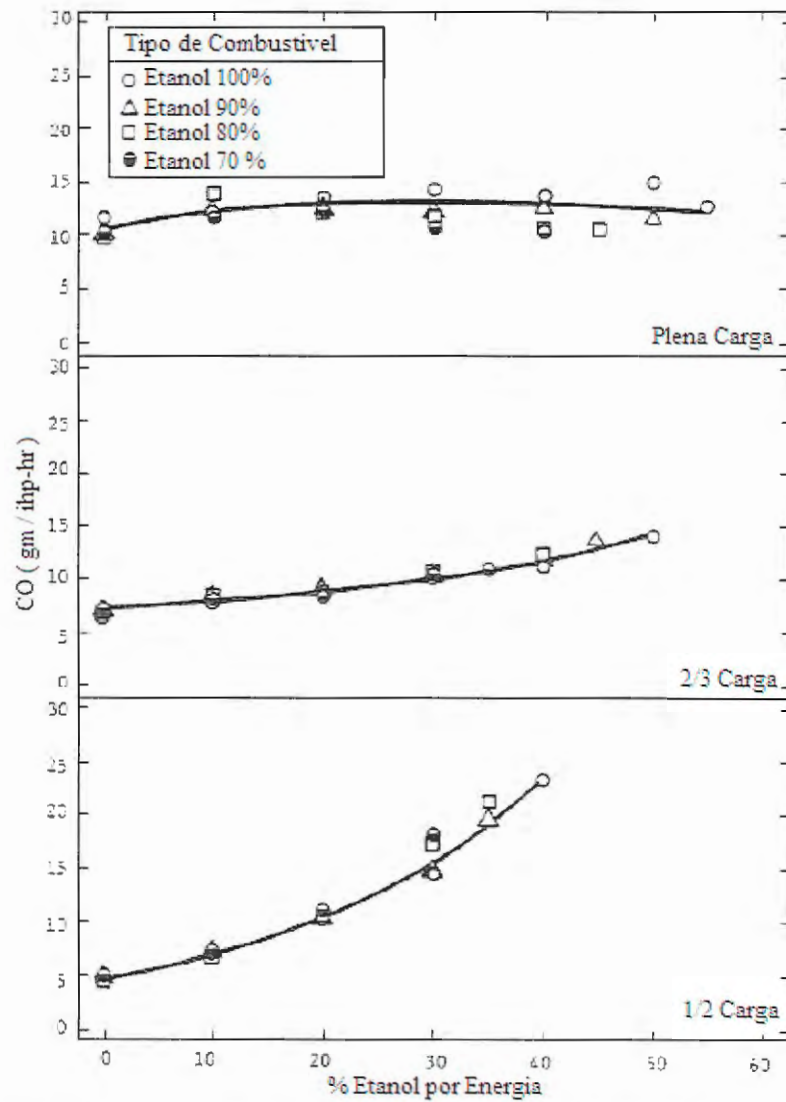


Figura 18. Emissão de CO em função da injeção de etanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 19, apresenta-se o gráfico da comparação da emissão de CO na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm.

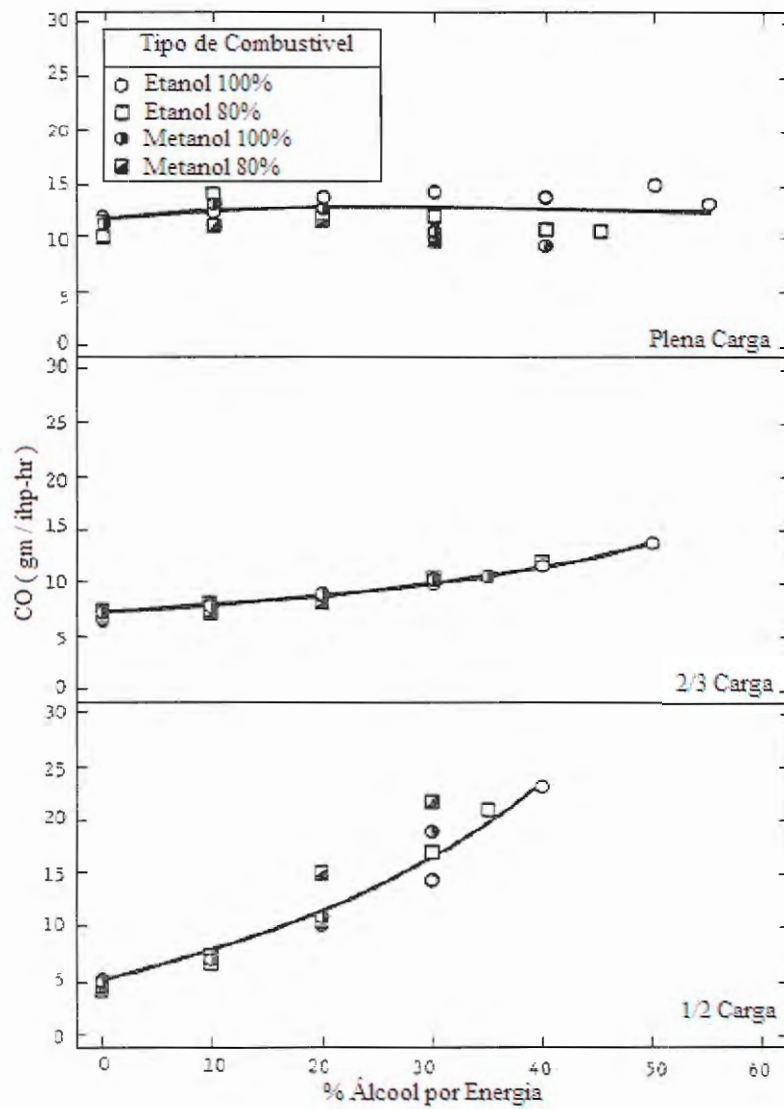


Figura 19. Comparação da emissão de CO na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 20, apresenta-se o gráfico da emissão de NOx em função da injeção de etanol a 2400 rpm

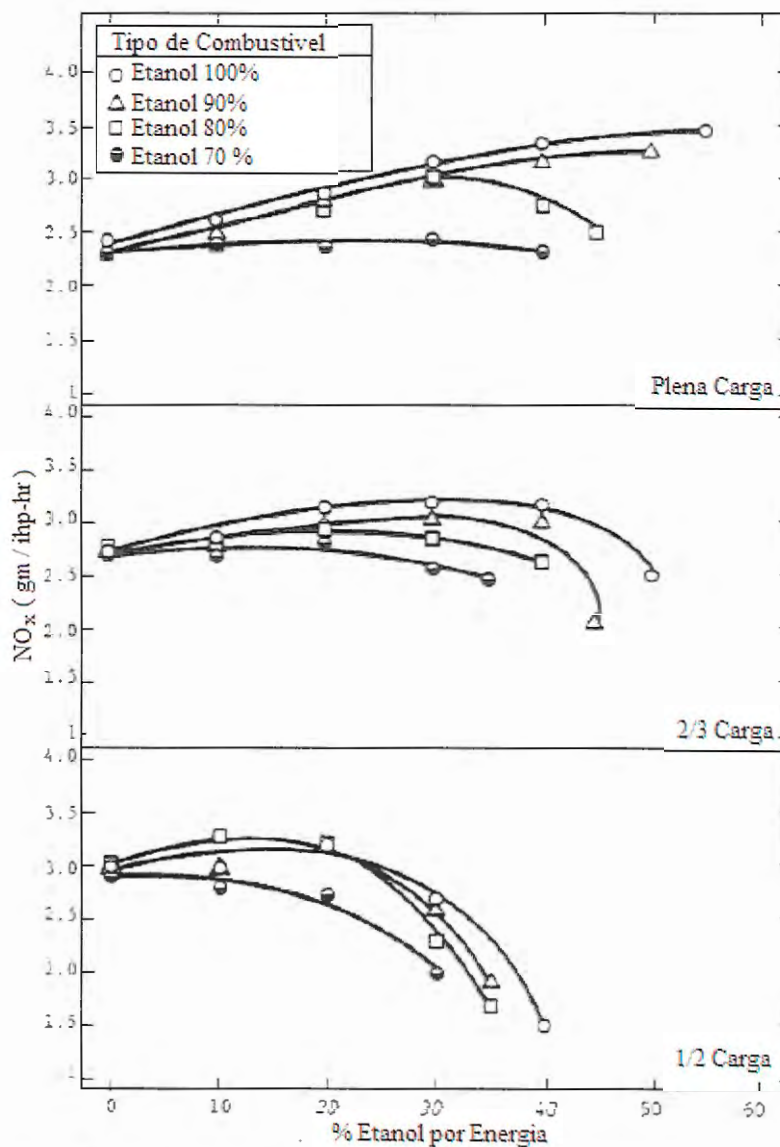


Figura 20. Emissão de NO_x em função da injeção de etanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

Na Figura 21, apresenta-se o gráfico da comparação da emissão de NO_x na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm

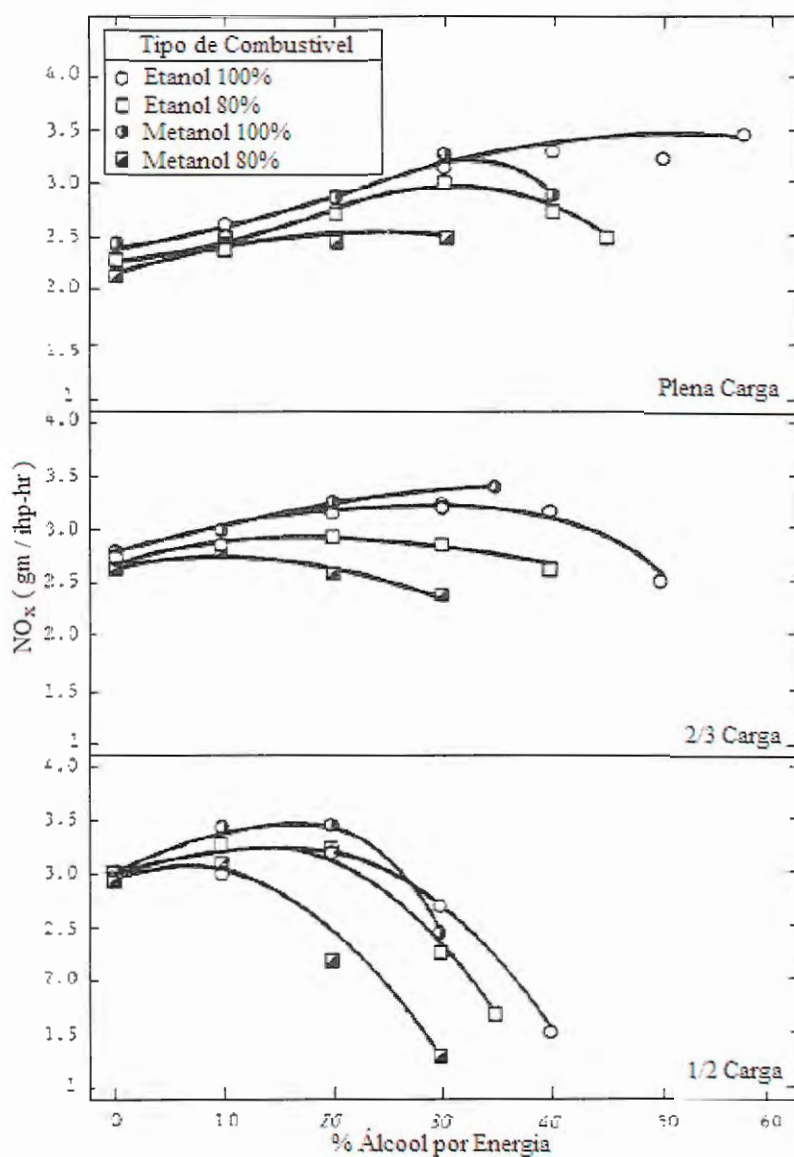


Figura 21. Comparação da emissão de NOx na injeção de etanol e metanol a 2400 rpm

Fonte: HEISEY e LESTZ (1981)

3.5.3 – Broukhiyan e Lestz (1981)

3.5.3.1 – Descrição

Broukhiyan e Lestz (1981) estudaram os efeitos da injeção de álcool vaporizado num motor de ciclo diesel sob várias condições de operação. Eles utilizaram, no

estudo, motor da marca Oldsmobile de 8 cilindros, com 5,7 litros de cilindrada. O diesel foi fornecido sem nenhuma alteração no sistema de alimentação, e o etanol foi atomizado, conforme mostrado na Figura 22. O circuito de ar secundário era responsável pela atomização do álcool e estava pressurizado a 414 kPa (60 psi). O circuito de fornecimento de etanol foi pressurizado com nitrogênio. Cada cilindro possuía seu próprio circuito de vaporização de álcool.

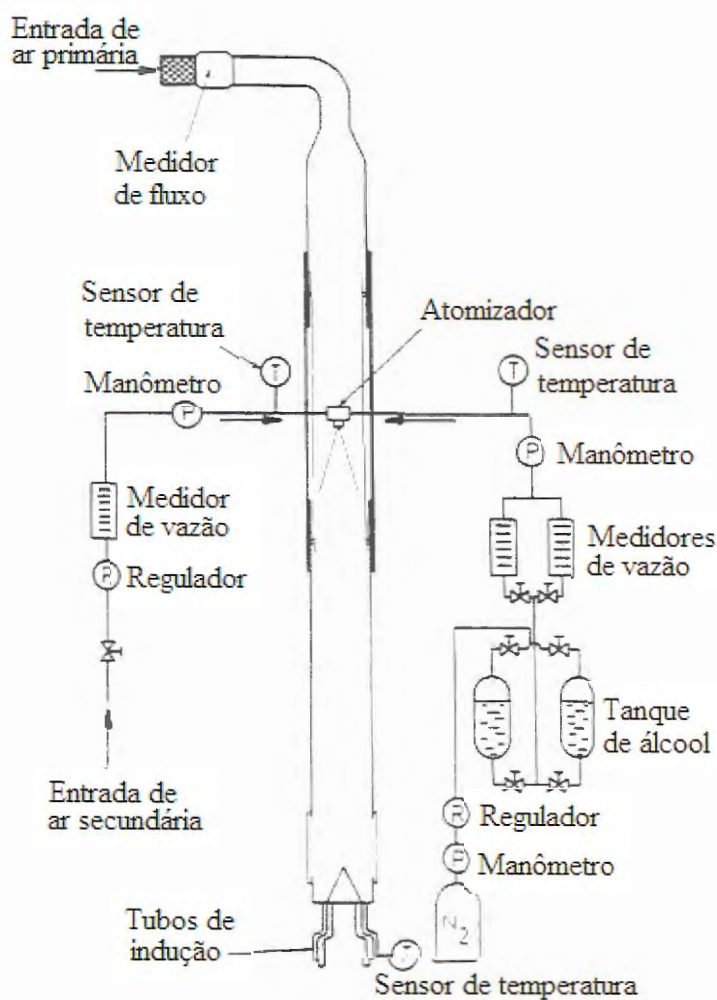


Figura 22. Esquema de injeção de álcool em cada cilindro

Fonte: BROUKHIYAN e LESTZ (1981)

3.5.3.2 – Resultados

Broukhiyan e Lestz (1981) concluíram que, em cargas mais elevadas (1/2, 3/4 e plena carga), a injeção de álcool vaporizado aumenta a eficiência térmica do motor, conforme mostram as Figuras 23; 24 e 25.

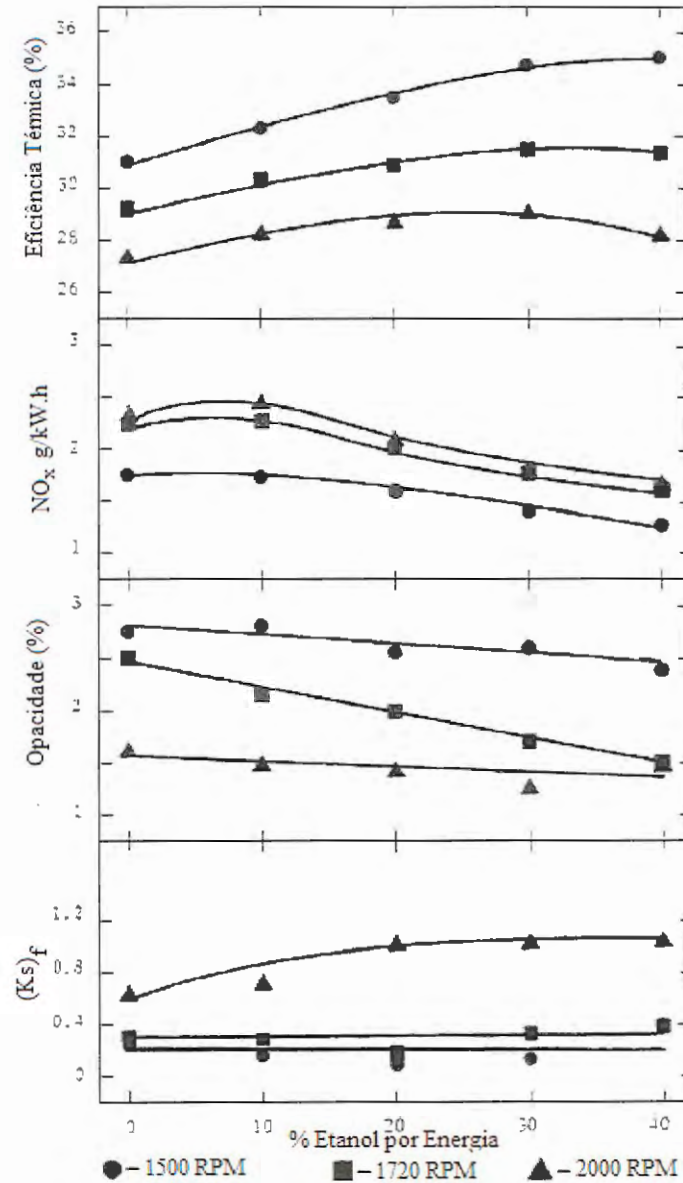


Figura 23. Resultados obtidos com 1/2 carga

Fonte: BROUKHIYAN e LESTZ (1981)

Com 3/4 de carga obtém-se:

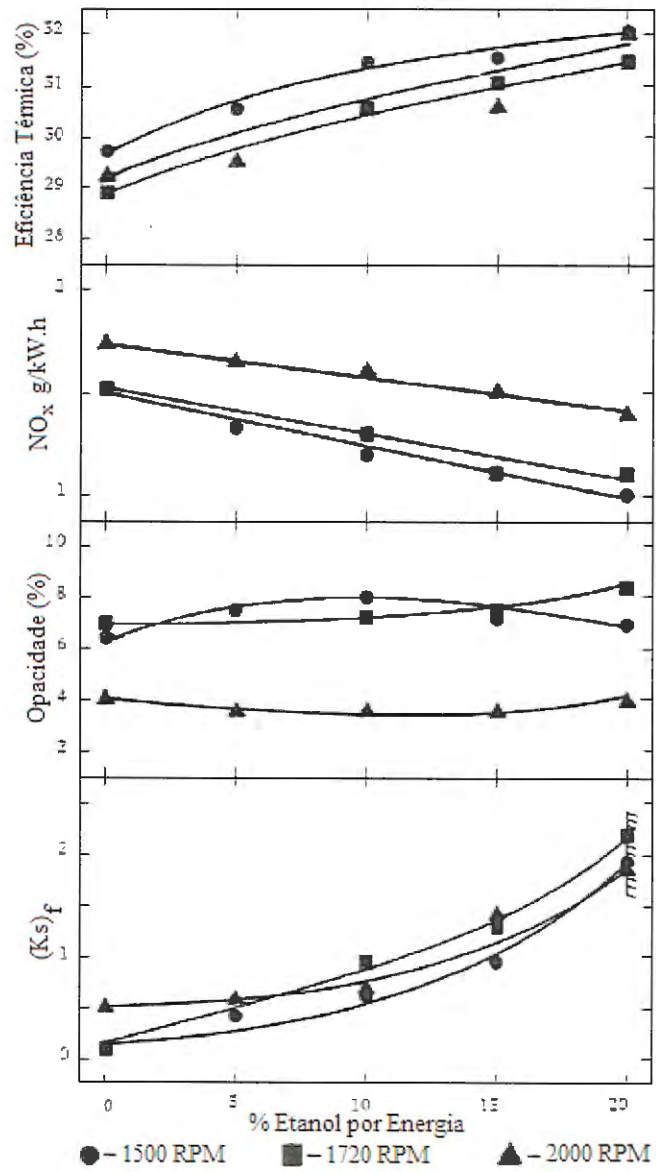


Figura 24. Resultados obtidos com 3/4 de carga

Fonte: BROUKHIYAN e LESTZ (1981)

Os resultados a plena carga foram:

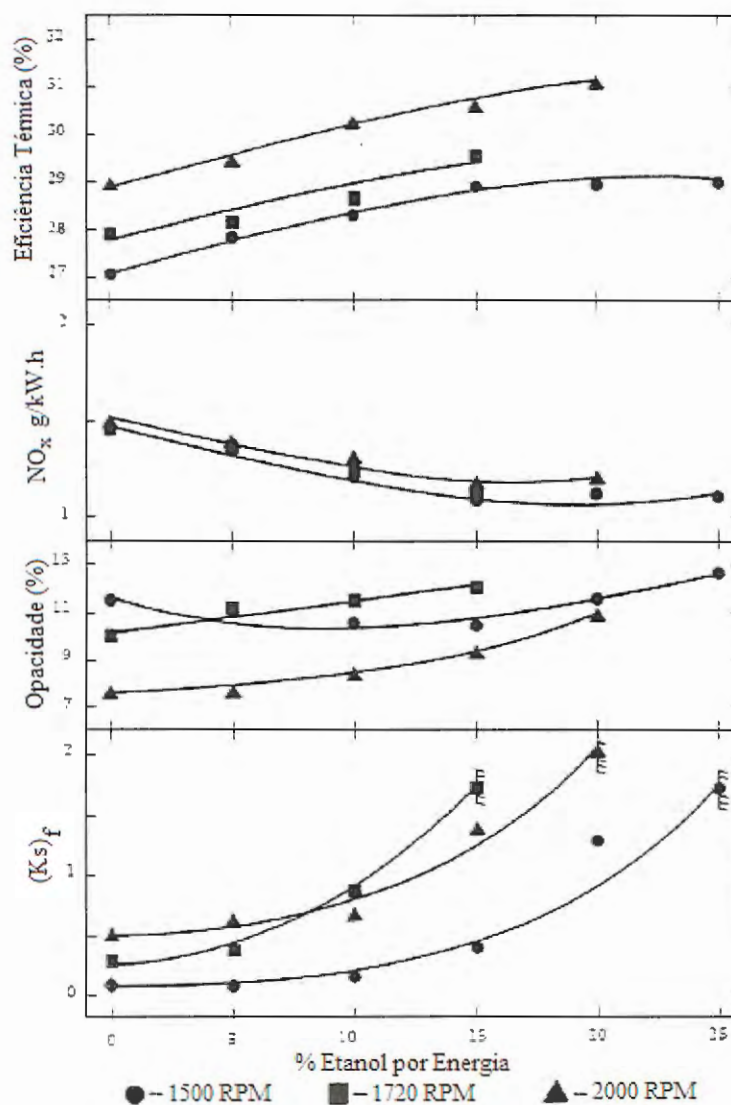


Figura 25. Resultados obtidos a plena carga

Fonte: BROUKHIYAN e LESTZ (1981)

De acordo com Broukhiyan e Lestz (1981), a faixa satisfatória de operação do motor foi aquela em que houve de 15 a 30% de substituição de diesel por etanol, em termos de energia contida no combustível. Para todas as condições testadas, a injeção de etanol diminuiu a emissão de NO_x, devido ao abaixamento na temperatura de combustão. A opacidade aumentou em cargas mais elevadas.

3.5.4 – LESTZ (1984)

Novamente LESTZ (1984) injetou etanol em um motor diesel e realizou testes de eficiência térmica, de potência e de emissões. Efetuou substituição energética de diesel por etanol, levando em consideração o poder calorífico dos dois combustíveis. Obteve as seguintes conclusões: em cargas elevadas (50%, 75% e 100%), a injeção de etanol aumentou a eficiência térmica do motor; em todas as condições de carga, houve redução na emissão de NO_x, observando-se diminuição na emissão de particulados pelo motor.

3.5.5 – Jiang et al. (1990)

3.5.5.1 – Descrição

De acordo com Jiang et al. (1990), há grande redução de NO_x na injeção de álcool em conjunto com o diesel. Eles afirmaram que essa redução pode ser explicada pela diminuição na temperatura da chama, que, segundo eles, ocorre devido a diferenças ocorridas no modo de combustão. Jiang et al. (1990) efetuaram estudo com o objetivo de otimizar a redução de NO_x, com a mínima quantia de álcool introduzida.

Eles relacionaram diminuição de emissão de NO_x com redução de temperatura de combustão.

Jiang et al. (1990) utilizaram motor diesel da marca John Deere, modelo 4276T, 4 cilindros, injeção direta, equipado com turbocompressor. O diagrama esquemático utilizado para a experiência está mostrado na Figura 26.

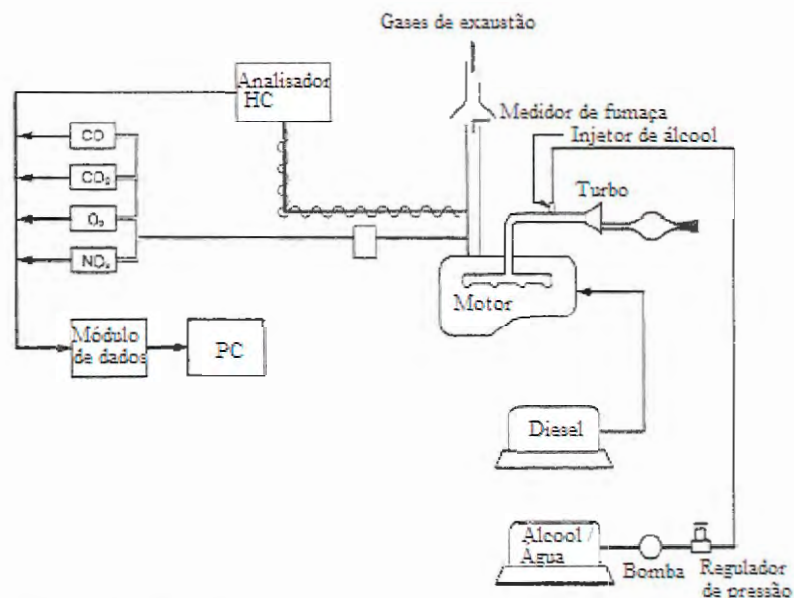


Figura 26. Diagrama esquemático do experimento

Fonte: JIANG et al. (1990)

O diesel foi fornecido ao motor pelo sistema original de fábrica. O álcool e a água, quando misturados, foram injetados no coletor de admissão, logo após o turbocompressor. Utilizou-se de um sistema constituído de uma válvula injetora eletromagnética e uma bomba de combustível, desenvolvidos pela Midwest Power Concepts. O consumo dos combustíveis foi conferido por vazão mássica. Os testes foram efetuados em duas rotações diferentes (1500 e 2100 rpm) e quatro cargas (25%, 50%, 75% e 100% de carga).

3.5.5.2 – Resultados

Após a realização dos testes e análises dos resultados, Jiang et al. (1990) chegaram às seguintes conclusões:

a-) há substancial redução de NO_x por meio da injeção de álcool. A redução foi proporcional ao aumento da quantidade de injeção de álcool. A redução também foi diretamente proporcional à quantidade de água presente no álcool;

b-) houve aumento na emissão de monóxido de carbono e hidrocarbonetos com a injeção de etanol no motor, e

c) é possível relacionar emissões de NO_x com temperatura de combustão.

$$E / NO_x = C_{\min} \exp(E / RT_f)$$

em que:

E / NO_x = índice de emissão de NO_x (massa de NO_x/massa de combustível);

C_{\min} = fator que depende do ar e do combustível utilizado;

E = coeficiente de energia global de ativação;

R = constante dos gases, e

T_f = temperatura de combustão.

3.5.6 – Odaka et al. (1992)

3.5.6.1 – Descrição

Odaka et al. (1992) experimentaram injetar metanol pulverizado num motor ICO, 6 cilindros, 4 tempos com EGR e injeção direta para diminuição de NO_x e de material particulado.

O diagrama esquemático utilizado para a experiência está mostrado na Figura 27.

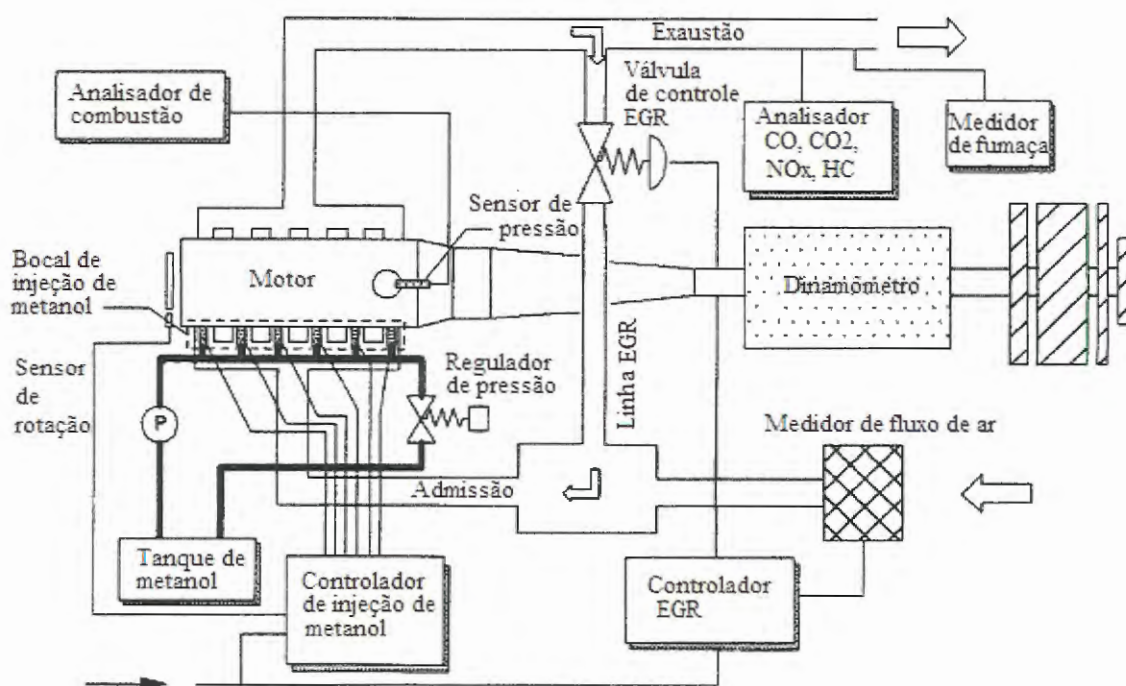


Figura 27. Diagrama esquemático do experimento

Fonte: ODAKA et al. (1992)

3.5.6.2 – Resultados

Os ensaios foram efetuados a 1650 rpm, com 90% de carga. Efetuaram-se medições na emissão de NO_x pelo método japonês dos 13 pontos, cujas faixas de medições estão mostradas na Tabela 5.

Após o término dos ensaios, Odaka et al. (1992) concluíram que:

- a-) a emissão de fumaça é diminuída e o consumo de combustível é melhorado conforme se aumenta a energia fornecida pelo metanol, em substituição ao diesel;
- b-) a redução de NO_x pelo efeito EGR, não foi afetada pela injeção de metanol;
- c-) é possível drástica redução de NO_x em cargas elevadas, com o uso combinado de EGR e injeção de metanol;

d-) as emissões de NOx medidas pelo método japonês dos 13 pontos foram reduzidas quase à metade, sem aumento de emissão de particulados, e

e-) observou-se aumento nas emissões de CO, HC e aldeídos.

Tabela 5 – Parâmetros utilizados para emissão de NOx

Número	% Rotação	% Torque	Fator de Ponderação	Taxa de EGR	% Metanol em energia
1	Lenta	0%	0.205	25%	0%
2	40%	20%	0.037	30%	9%
3	40%	40%	0.027	20%	9%
4	Lenta	0%	0.205	25%	0%
5	60%	20%	0.029	30%	8%
6	60%	40%	0.064	20%	17%
7	80%	40%	0.041	20%	16%
8	80%	60%	0.032	20%	17%
9	60%	60%	0.077	20%	17%
10	60%	80%	0.056	10%	25%
11	60%	95%	0.049	10%	25%
12	80%	80%	0.037	10%	25%
13	60%	5%	0.142	30%	0%

Fonte: ODAKA et al. (1992)

3.6 – HISTÓRIA DA UTILIZAÇÃO DE ETANOL EM MOTORES DE CICLO DIESEL

3.6.1 – Valmet PID

Das tentativas de utilizar etanol em motores do ciclo diesel, tem-se o trator marca Valmet, que era equipado com o motor MWM PID ÁLCOOL 229. De acordo com Tratores Valmet Álcool (1983), esse motor tinha como característica principal a utilização do ciclo diesel para o funcionamento com álcool hidratado. Os motores ciclo diesel são caracterizados por operar com taxa de compressão elevada e por isso possuem rendimento térmico relativamente alto. Entretanto, o combustível utilizado por esses tipos de motores

deve possuir a propriedade de auto-inflamação. O álcool hidratado não possui essa propriedade.

Para a utilização do álcool hidratado como combustível em motor diesel, a VALMET-MWM desenvolveu o motor PID ÁLCOOL 229 com injeção piloto. Nos motores PID ÁLCOOL 229, existiam dois circuitos de combustível, cada um com seu tanque, filtros, bomba injetora e bicos injetores: o circuito de injeção piloto e o circuito da injeção principal. A injeção piloto operava com combustível de alto número de cetanos (óleo diesel) e servia para dar a partida no motor e durante o funcionamento como "vela de ignição" do álcool hidratado.

A injeção principal operava com álcool hidratado e era responsável pela produção de toda a potência útil gerada pelo motor. O abastecimento do tanque principal deveria ser efetuado com álcool hidratado, de acordo com a especificação do CNP, e previamente preparado com óleo de mamona degomado, tipo exportação, na proporção de 1:100, e com o aditivo PROMAX MAXLUB 8027, na proporção de 1:4000. Na Figura 28, ilustram-se o tanque de combustível-piloto, o filtro de combustível-piloto, o filtro de combustível principal, a bomba injetora do combustível-piloto e o tanque de combustível principal. O combustível-piloto é o óleo diesel, enquanto o combustível principal é o etanol. Na Figura 29, ilustra-se o pré-filtro sedimentador do combustível principal e a bomba injetora do combustível principal. O painel de instrumentos do trator, ilustrado na Figura 30, continha horímetro, termômetro, indicador de nível do combustível principal, luzes espias, chave de luzes, chave de partida, estrangulador do óleo diesel e estrangulador do álcool hidratado. Não havia indicador de nível para o combustível-piloto (diesel), havia apenas para o combustível principal (etanol hidratado aditivado). O trator deixou de ser produzido devido aos altos custos operacionais.

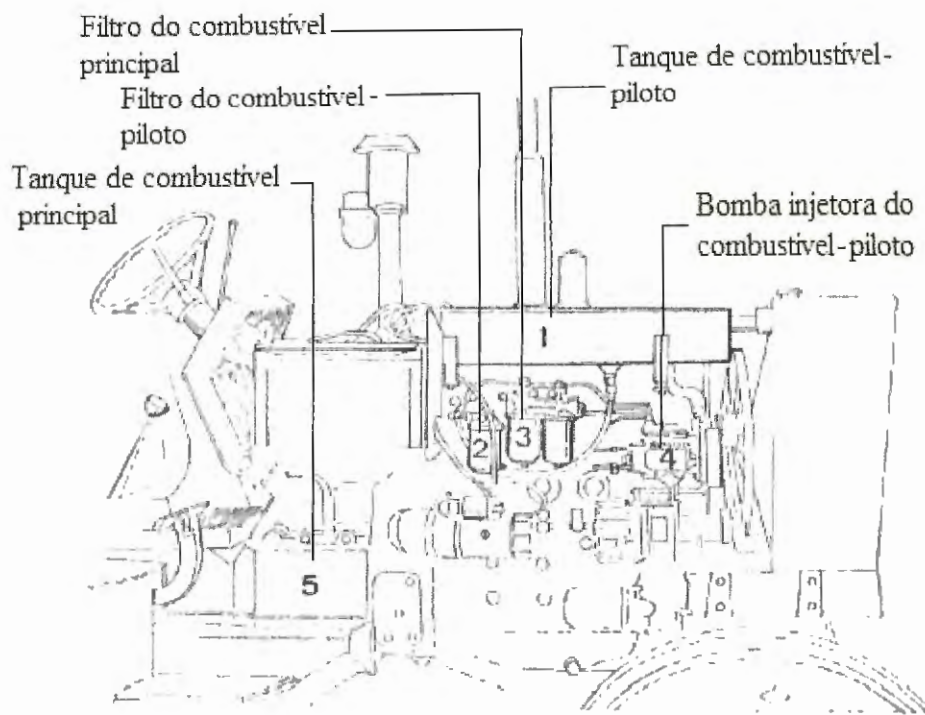


Figura 28. Sistema de combustível-piloto e sistema de combustível principal

Fonte: TRATORES VALMET A ÁLCOOL (1983)

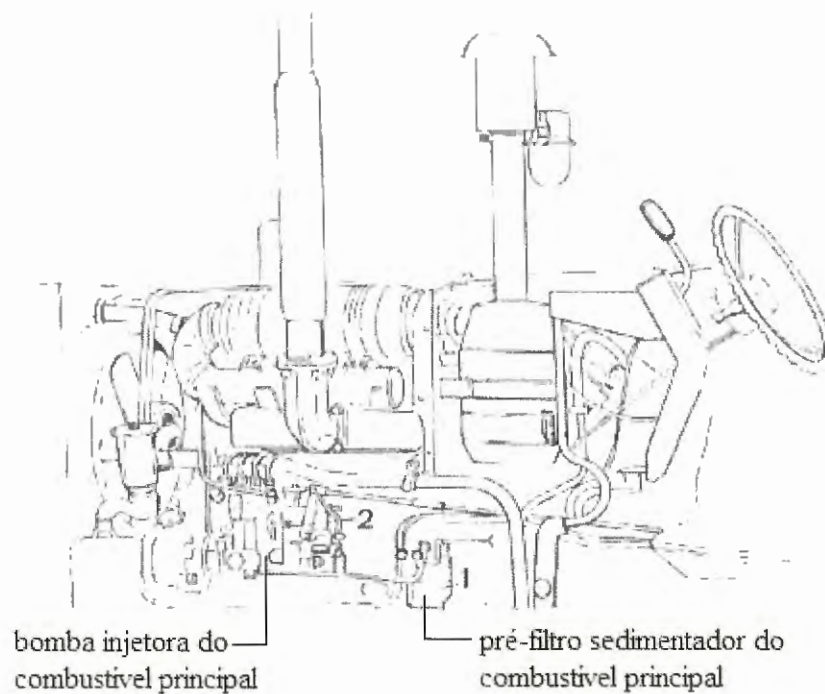


Figura 29. Sistema de combustível principal

Fonte: TRATORES VALMET A ÁLCOOL (1983)

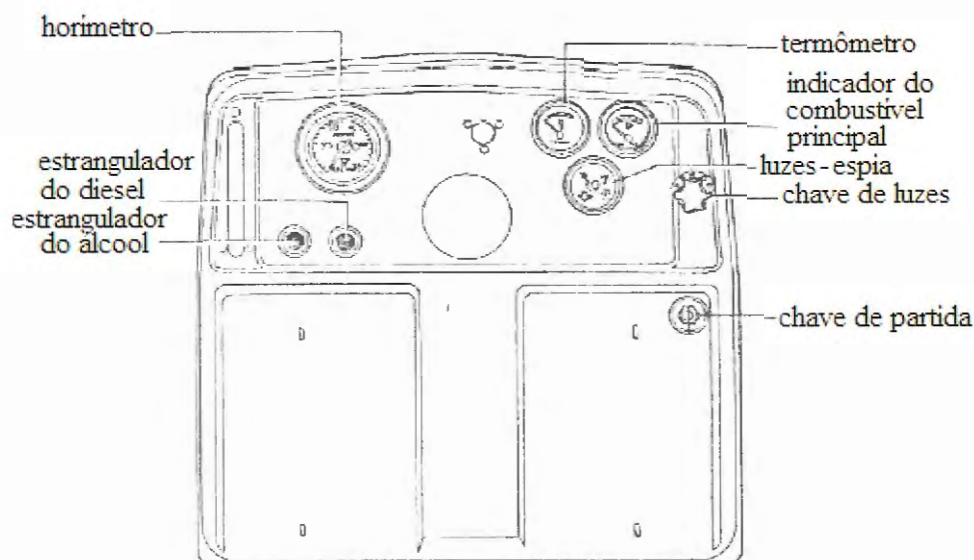


Figura 30. Painel de instrumentos do trator Valmet movido a álcool

Fonte: TRATORES VALMET A ÁLCOOL (1983)

3.6.2 – Motores ICO movidos a álcool aditivado

A Mercedes Benz, no começo dos anos de 1980, introduziu no mercado o caminhão L 2215 movido a álcool aditivado. Segundo MERCEDES BENZ (1983), o álcool aditivado era a mistura do álcool (hidratado ou anidro) com um aditivo iniciador de combustão. Para proteger a bomba e os bicos injetores, utilizava-se, também misturado ao álcool, 1% de óleo de mamona (tipo industrial) e 0,025% de um anticorrosivo sobre a quantidade de álcool. O combustível utilizado era, na realidade, uma emulsão composta por álcool, óleo de mamona, aditivo à base de DNTEG e Maxlub 8027. Na Figura 31, apresenta-se o esquema da mistura do aditivo, do óleo de mamona e do anticorrosivo recomendado pelo fabricante, indicando a quantidade de cada componente no combustível utilizado no caminhão.

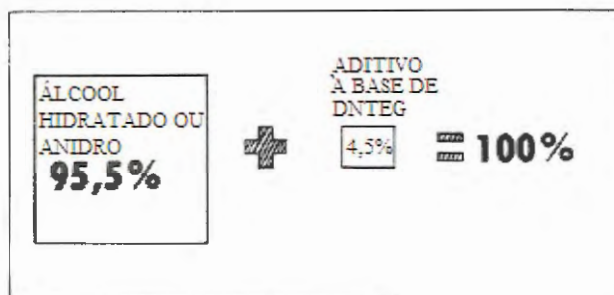


Figura 31. Teores dos componentes misturados ao álcool

Fonte: MERCEDES BENZ (1983)

A quantidade dos componentes do combustível utilizado está mostrada na Tabela 6.

Tabela 6 – Teores dos componentes misturados ao álcool

QUANTO INSERIR DE CADA COMPONENTE?				
Álcool	Aditivo (1)	Componentes (litros)		Total preparado (aproximado)
		Óleo de mamona	Anticorrosivo (2)	
100	5	1	0,025 (25 ml)	106
200	10	2	0,050 (50 ml)	212
300	15	3	0,075 (75 ml)	318
400	20	4	0,100 (100 ml)	424
500	25	5	0,125 (125 ml)	530
600	30	6	0,150 (150 ml)	636
700	35	7	0,175 (175 ml)	742
800	40	8	0,200 (200 ml)	848
900	45	9	0,225 (225 ml)	954
1000	50	10	0,250 (250 ml)	1060
2000	100	20	0,500 (500 ml)	2121
3000	150	30	0,750 (750 ml)	3181
4000	200	40	1,000	4241
5000	250	50	1,250	5301
6000	300	60	1,500	6362
7000	350	70	1,750	7422
8000	400	80	2,000	8482
9000	450	90	2,250	9542
10000	500	100	2,500	10603

Aditivos à base de:

(1) DNTEG } - Fábr. Explosivos Britanite
 } - Explo (Alcoolita)

(2) Maxlub 8027 – Promax

Atenção: Para uma exata orientação sobre o armazenamento e manuseio do aditivo e mistura dos componentes, consulte o fornecedor do aditivo e siga rigorosamente as instruções.

Fonte: MERCEDES BENZ (1983)

Segundo a Mercedes Benz (1983), a mistura do combustível também deveria ser devidamente agitada, para a sua perfeita homogeneização, recomendando-se o processo de recirculação da mistura (através de bomba), mostrada na Figura 32.

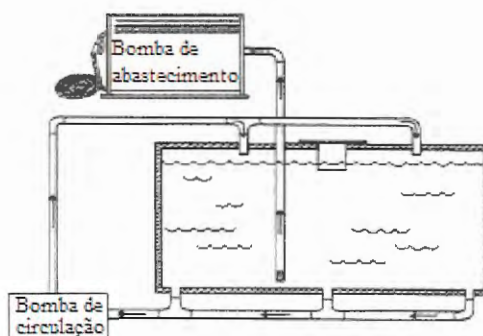


Figura 32. Esquema de processo ideal de recirculação do álcool aditivado

Fonte: MERCEDES BENZ (1983)

Os componentes do combustível, uma vez homogeneizados, não mais sofreriam separação, desde que o teor de água presente na mistura não ultrapasse os limites normalizados para o álcool hidratado. Segundo a Mercedes Benz (1983), eram necessários os seguintes equipamentos de proteção individual para a preparação do combustível: luvas de PVC, avental de PVC, óculos de segurança ou viseira, sapatos de segurança com sola de borracha e máscara contra gases. Vários caminhões da marca foram lançados com motor a álcool até 1986. O sistema foi abandonado devido aos altos custos operacionais e conseqüente inviabilização econômica.

3.6.3 – Ônibus Sueco

Desde 1990, a Scania entregou aproximadamente 300 ônibus urbanos movidos a etanol a cidades suecas. Quase 200 desses estão em serviço no centro de Estocolmo (SCANIA, 1997). A referida montadora menciona que o etanol é um combustível alternativo produzido da biomassa e é renovável. Além disso, o etanol é uma combinação de

hidrocarboneto menos complexa que o óleo diesel, com processo de combustão consideravelmente mais limpo. No caso do etanol, emissões de óxidos de nitrogênio e particulados são mais baixas comparadas com o óleo diesel. Porém, o etanol também tem mais baixo poder calorífico, resultando num consumo mais alto.

O desenvolvimento de motores diesel para utilização de álcool iniciou-se em 1978, e os testes de campo começaram no Brasil em 1982, com 33 caminhões. Baseado nessa experiência, a Scania, em colaboração com SL (Stockholm Transport), iniciou em campo teste de 30 ônibus no centro da cidade de Estocolmo, de 1990 a 1993. O sistema de combustível nesses ônibus foi modificado, instalando tanques de combustível e injetores maiores devido ao maior consumo horário (resultado do menor poder calorífico do combustível). Além disso, a bomba injetora de combustível era provida com sistema de lubrificação separado, já que o etanol não tem nenhuma propriedade lubrificante.

Foi misturado ao combustível 2% de um aumentador de ignição denominado Avocet, posteriormente substituído pelo Beraid (CADDET, 1997).

Houve aumento na relação de compressão do motor de 18:1 para 24:1. Também houve substituição de filtros e juntas de combustível por peças resistentes ao etanol (CADDET, 1997).

Foram especificados intervalos de troca de óleo mais frequentes. O abastecimento de combustível estava seguro, pois todos os veículos do teste ficavam estacionados em Estocolmo, no mesmo lugar. Os níveis de emissão foram medidos a intervalos regulares durante o período de teste (SCANIA, 1997).

O nível de emissões ficou consideravelmente mais baixo que os dos ônibus movidos a óleo diesel. O consumo de combustível foi aproximadamente 60% mais alto, comparado com os modelos a diesel, porém isso foi compensado até certo ponto pela isenção de imposto concedido aos biocombustíveis pelo governo sueco (SCANIA, 1997).

Na Figura 33, apresenta-se o ônibus sueco movido a etanol.



Figura 33 – Ônibus em Estocolmo, movido a etanol

Fonte: CADDET, (1997)

3.7 – INFLUÊNCIA DO USO DE BIODIESEL NAS EMISSÕES EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

As emissões de um motor estão ligadas ao combustível utilizado. De acordo com McCormick e Alleman (2005), uma propriedade importante do biodiesel é sua habilidade para reduzir emissões de um motor. McCormick e Alleman (2005) publicaram resultados sobre emissões quando utilizaram biodiesel em várias proporções. Os resultados para NO_x, PM, CO e HC estão mostrados na Figura 34.

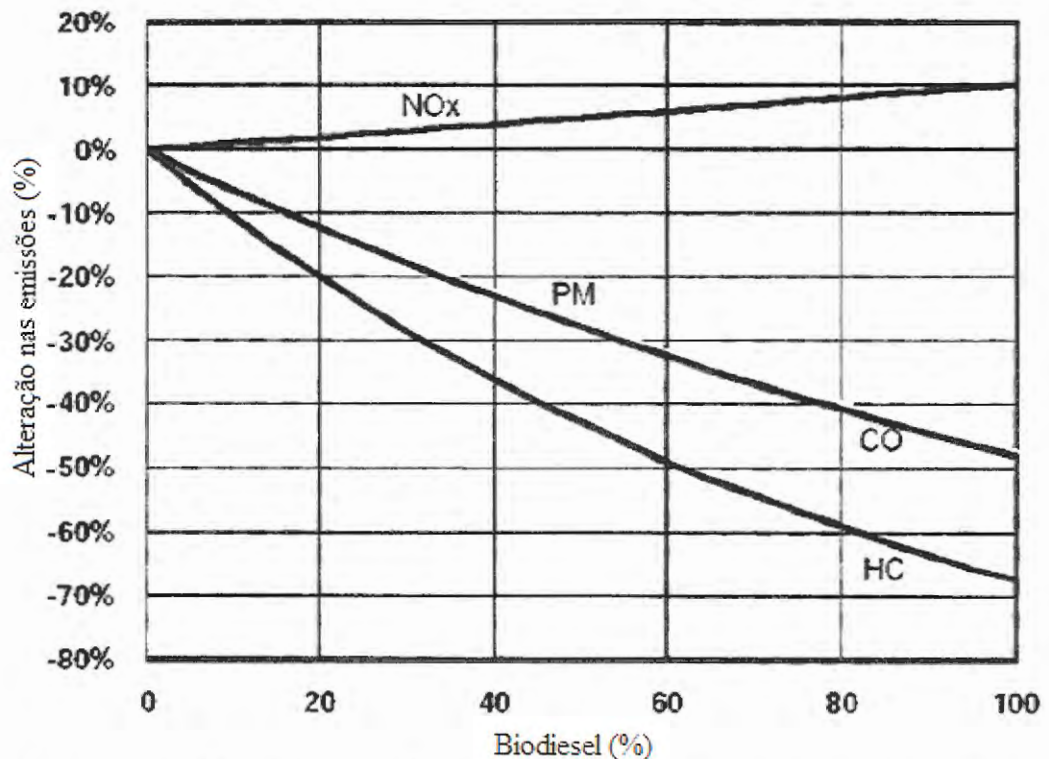


Figura 34. Pesquisa da Agência de Proteção Ambiental norte-americana para emissão de poluentes na substituição do combustível por biodiesel

Fonte: MCCORMICK e ALLEMAN (2005)

O estudo de McCormick e Alleman (2005) mostrou reduções significativas em emissões de PM, CO e HC quando foi adicionado biodiesel ao diesel. Porém, os resultados também mostram aumento em emissões de NOx.

É importante ressaltar que poucos estudos de emissões com biodiesel em motores mais novos (posteriores a 1998), com tecnologia mais avançada, foram publicados.

Leal (2007) realizou ensaios utilizando B2 (2% de biodiesel no diesel) e B5 (5% de biodiesel no diesel) em motor Mercedes Benz, modelo OM904LA, e obteve os resultados de consumo de combustível. Ele realizou, também, medições nas emissões e na potência em substituições de diesel por biodiesel de soja, variando de 0 a 100%. Os resultados estão mostrados nas Figuras 35 e 36.

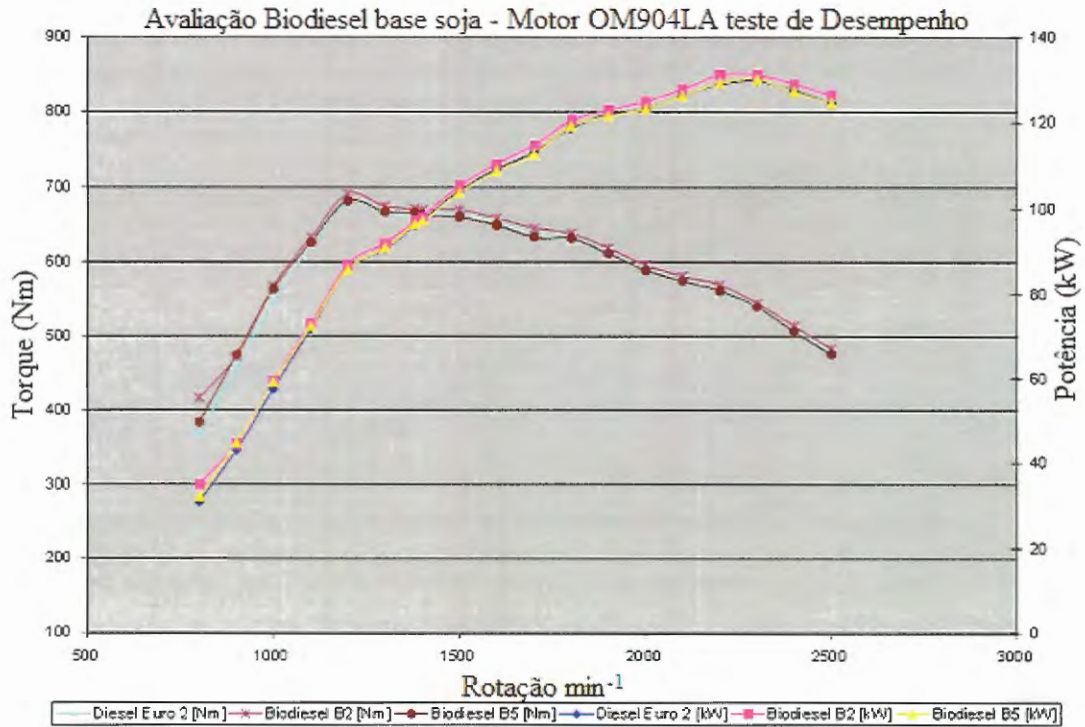


Figura 35. Teste de consumo em substituições parciais de diesel por biodiesel de soja
 Fonte: LEAL (2007)

A influência da concentração de Biodiesel nas emissões gasosas

Ester Metílico de Soja

Engine OM 904 LA – 180 PS EURO 3

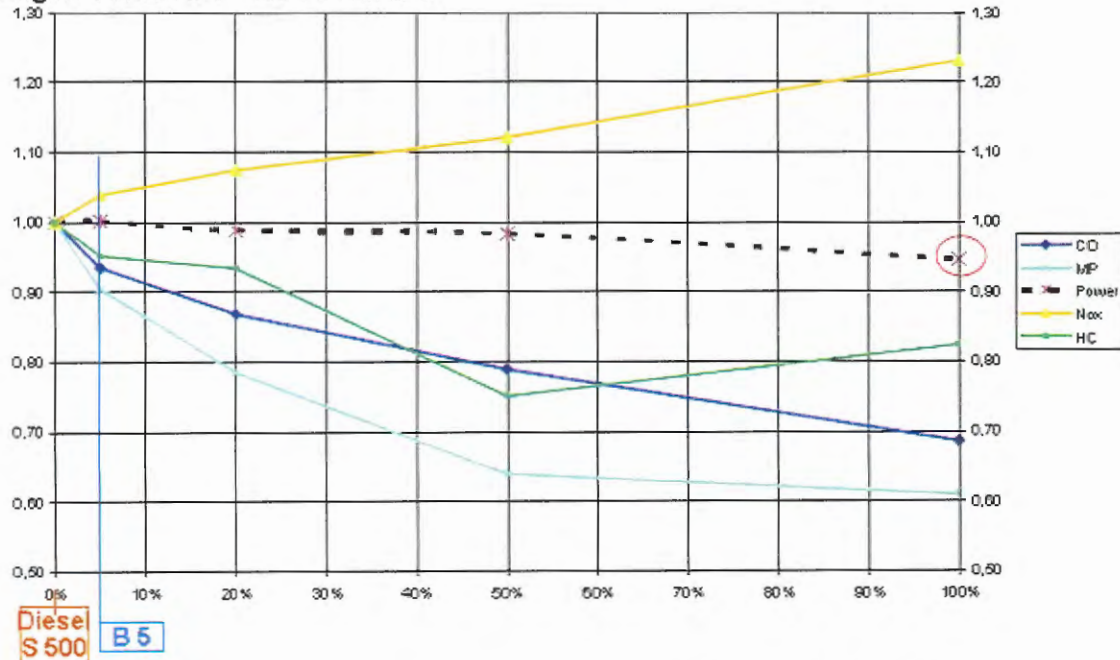


Figura 36. Emissões gasosas e potência na substituição de diesel por biodiesel de soja
 Fonte: LEAL (2007)

Lopes (2006) realizou medições de opacidade em 14 tipos de biodiesel e não observou interação entre os diferentes tipos de biodiesel e proporção para a opacidade da fumaça. Lopes (2006) verificou redução da opacidade à medida que se aumentou a quantidade de biodiesel, destacando-se que a redução média foi de 49% de B0 para B100 em relação ao B0. Lopes (2006) pressupõe que esse fato esteja relacionado com a maior eficiência da combustão do biodiesel em relação ao diesel de petróleo. A opacidade da fumaça, de acordo com a proporção de biodiesel, é ilustrada na Figura 37.

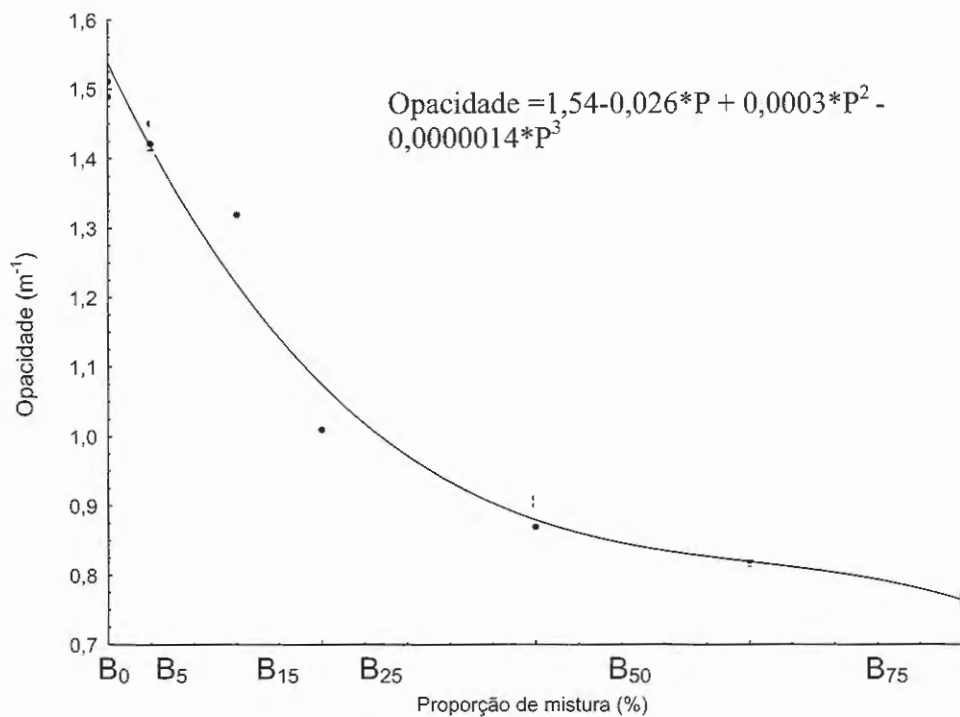


Figura 37. Representação gráfica da opacidade da fumaça em função da proporção de mistura de biodiesel e diesel

Fonte: LOPES (2006)

3.8 – TEORIA BÁSICA DE SISTEMAS DE CONTROLE

3.8.1 – Definições

Segundo Ogata (1998), o controle automático tem desempenhado papel vital no avanço da engenharia e da ciência. Além de sua extrema importância para os veículos espaciais, para o sistema de guiamento de mísseis, sistemas robóticos e similares, tornou-se parte importante e integrante dos processos industriais e de manufatura modernos.

Ogata (1998) define alguns conceitos básicos da teoria de sistemas de controle. A variável controlada é a grandeza ou a condição que é medida e controlada. A variável manipulada é a grandeza ou a condição variada pelo controlador de modo a afetar o valor da variável controlada. A variável controlada é normalmente a variável de saída do sistema. Controlar significa medir o valor da variável controlada e aplicar o valor conveniente da variável manipulada ao sistema de modo a corrigir ou limitar o desvio entre o valor medido e o valor desejado da variável controlada.

Garcia (2005) define simulação como sendo a obtenção da resposta temporal das variáveis de interesse de um modelo, quando se excitam suas variáveis de entrada com sinais desejados e se definem os valores das condições iniciais das variáveis dependentes. Afirma que os estudos sobre simulação dinâmica se iniciaram utilizando computadores analógicos (1945-1970) e, posteriormente, firmaram-se e alastraram-se com o advento dos computadores digitais (de 1970 até hoje).

Para certos sistemas (os não-lineares), é apropriado descrever suas propriedades usando-se tabelas e/ou gráficos. Tais descrições são chamadas de modelos gráficos (GARCIA, 2005). Para aplicações mais avançadas, pode ser necessário usar modelos que descrevam as relações entre as variáveis do sistema em termos de expressões

matemáticas, como equações diferenciais ou de diferenças, sendo esses modelos chamados matemáticos ou analíticos. Modelos matemáticos podem ser caracterizados, adicionalmente, por diversos adjetivos (contínuo ou discreto no tempo; parâmetros concentrados ou distribuídos; determinístico ou estocástico; linear ou não-linear), significando o tipo de equações diferenciais ou de diferenças usado. Para sistemas complexos, utiliza-se de modo codificado como um programa computacional, construído a partir de diversas sub-rotinas interconectadas e de tabelas, sendo muitas vezes infactível descrever o sistema analiticamente para gerar um modelo matemático. Tais descrições computacionais são intituladas modelos computacionais (GARCIA, 2005).

4 – MATERIAL E MÉTODOS

4.1 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

O ensaio foi realizado no município de Catanduva, Estado de São Paulo, nas dependências do concessionário Pedro Monteleone Veículos e Motores Ltda., representante da marca Mercedes Benz do Brasil.

A seqüência de operações obedeceu à cronologia: levantamento das curvas de torque, de potência e de consumo específico a plena carga, utilizando diesel e biodiesel de soja. Depois, injetou-se, com o controlador manual de injeção, etanol hidratado em paralelo com biodiesel até o motor atingir a potência de quando movido a diesel.

Em seguida, realizaram-se os testes de emissões, utilizando-se do diesel como combustível, depois biodiesel e, por último, álcool em conjunto com biodiesel.

O passo seguinte foi a medição da opacidade, utilizando-se de diesel e injeção de etanol hidratado em conjunto com diesel.

Para finalizar, efetuaram-se medidas de potência, de torque e de consumo específico, utilizando-se do controlador automático para injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel de soja.

O esquema do experimento está ilustrado na Figura 38.

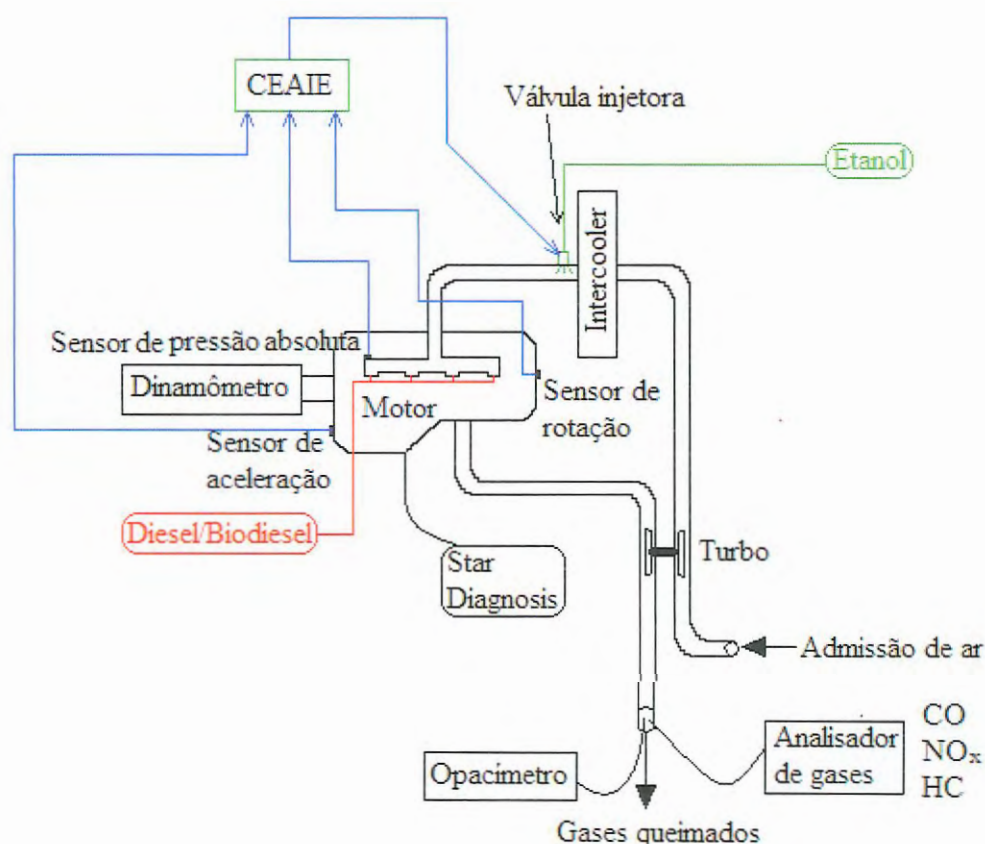


Figura 38. Sistema montado para a realização do experimento

4.2 – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

4.2.1 – Motor

O ensaio foi efetuado com um motor gerenciado eletronicamente, marca Mercedes Benz, modelo OM-924 LA, ciclo Diesel de injeção direta, turbocooler, 4 cilindros verticais em linha, potência máxima líquida de 160 kW (218 cv) a 2.200 rpm, 4.800 cm³ de cilindrada total, torque máximo de 810 Nm (83 mkgf) de 1.400 a 1.600 rpm, e consumo específico mínimo de 202 g/kWh (149 g/cvh) a 1.600 rpm.

O equipamento foi doado à Escola de Engenharia de São Carlos pela Mercedes Benz do Brasil e encontrava-se adaptado para teste de embreagem viscosa de ventiladores da marca Behr. Não foram feitas alterações no equipamento.

As curvas de desempenho do motor OM-924 LA fornecidas pelo fabricante estão mostradas na Figura 39.

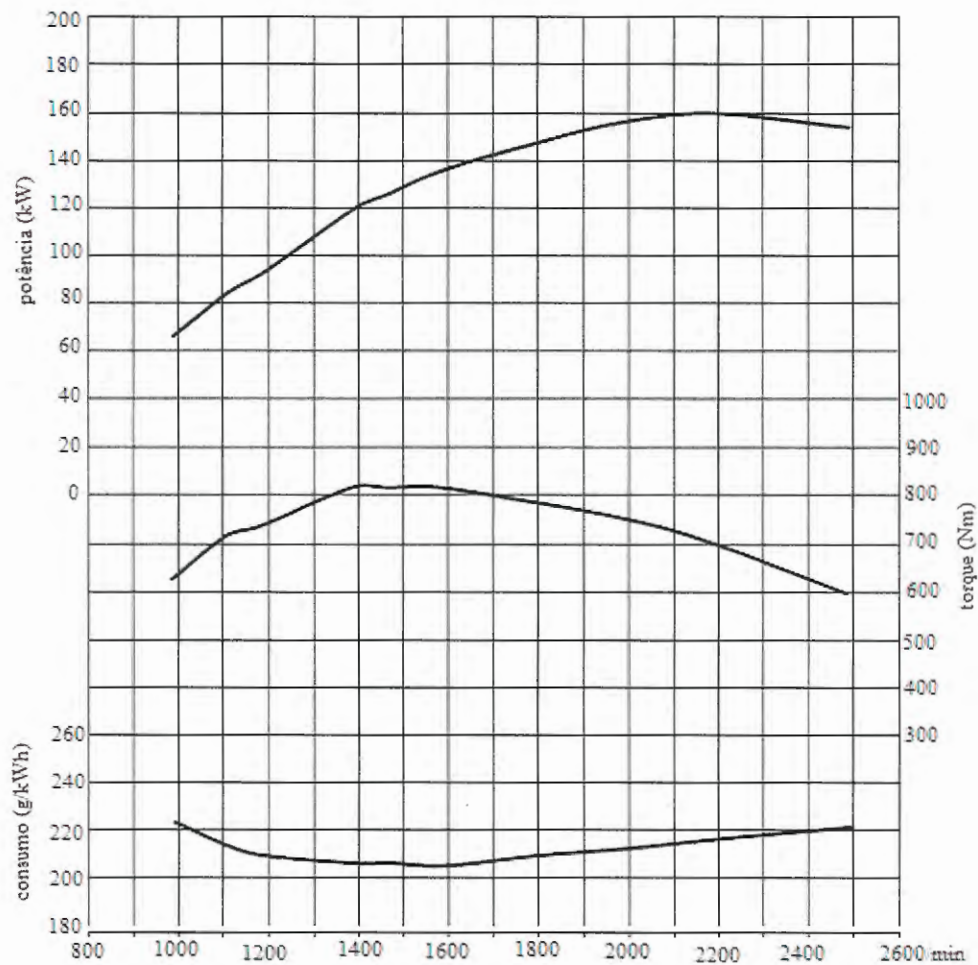


Figura 39. Características do motor testado

Fonte: DAIMLER CHRYSLER (2003)

4.2.2 – Dinamômetro

O dinamômetro utilizado foi da marca Nabla, modelo 450 SP, com escala de 0 a 450 kgf e resolução de 1 kgf. O tacômetro apresenta escala de 0 a 4000 rpm e resolução de 100 rpm.

Segundo o fabricante desse aparelho, para calcular a potência do motor em cv, multiplica-se o número de rotações lidas em rpm pela força lida na balança em kgf e divide-se por mil. O referido equipamento está ilustrado nas Figuras 40 e 41.



Figura 40. Balança do dinamômetro NABLA



Figura 41. Dinamômetro acoplado ao motor MB OM 924 LA

4.2.3 – Scanner automotivo

Nos testes do motor, ele sempre esteve conectado a um aparelho de acompanhamento denominado “Star Diagnose”, com a função de monitorar medidas do motor. As variáveis monitoradas foram pressão atmosférica, pressão do turbo, temperatura de arrefecimento, temperatura do combustível, temperatura do óleo lubrificante, temperatura do ar, pressão e nível do óleo lubrificante, rotação de trabalho e posição do pedal de aceleração. Além disso, esse equipamento identifica defeitos e corrige parâmetros necessários para o correto funcionamento do sistema eletrônico de controle do motor. O referido aparelho está mostrado na Figura 42.

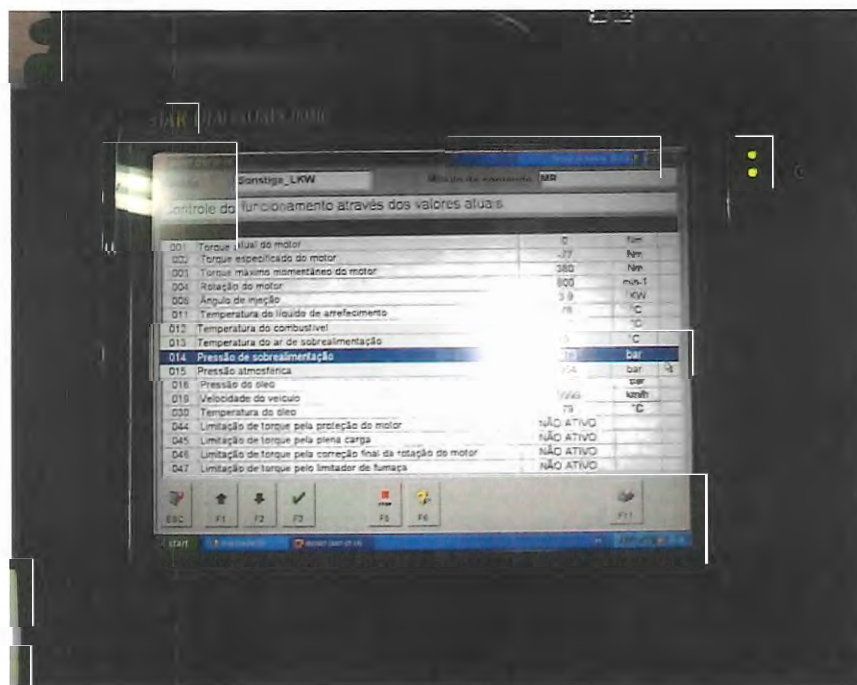


Figura 42. Tela do “Star Diagnose”

4.2.4 – Anemômetro

Foi instalado um anemômetro na entrada do bocal do purificador de ar do motor para monitoramento da quantidade de ar admitida no motor. O aparelho é da marca

Texto-term, modelo 4510, com escala de velocidade variando de 0,4 a 40 m/s, resolução de 0,1 m/s e precisão de $\pm 2\%$, acoplado com termopar tipo K com escala de -120 a + 1370 °C, com resolução de 0,1 °C e precisão de $\pm 0,5$ °C. Na Figura 43, apresenta-se o local de instalação do referido aparelho, enquanto na Figura 44 mostra-se o painel de leitura do equipamento em questão.



Figura 43. Anemômetro colocado no filtro de ar do motor



Figura 44. Painel de leitura do anemômetro

4.2.5 – Termopares

Efetuarão-se instalações de termopares do tipo K de -90 a $+1370$ °C, com resolução de 1 °C e precisão de ± 1 °C para monitoramento de temperaturas de entrada e saída do resfriador de ar e no coletor de admissão do motor, conforme Figuras 45; 46 e 47, respectivamente.



Figura 45. Termopar instalado na entrada do intercooler

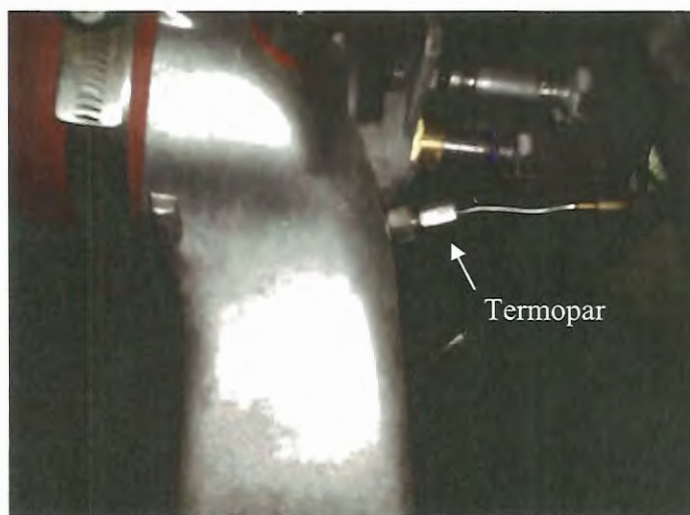


Figura 46. Termopar instalado na saída do intercooler

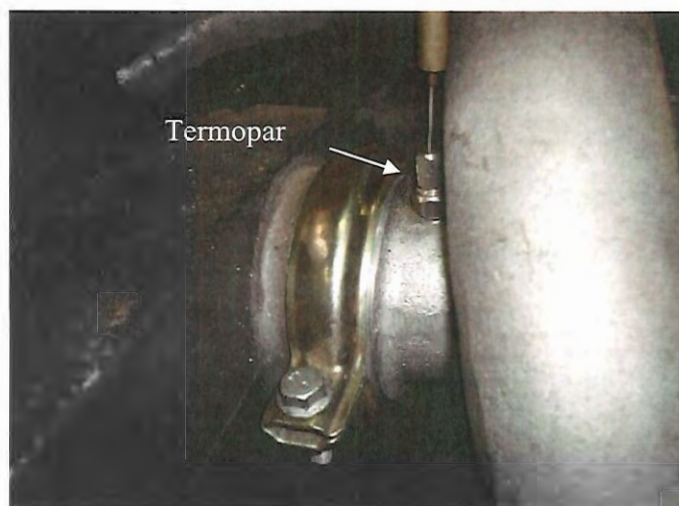


Figura 47. Termopar instalado na entrada do coletor de admissão

4.2.6 – Registrador eletrônico de dados

As temperaturas foram monitoradas com auxílio de um registrador eletrônico de dados, que pode monitorar, simultaneamente, até oito temperaturas. Todos os termopares possuem linearização por software e compensação de junta fria.

Para a coleta dos dados adquiridos em memória local, foi necessário utilizar o *software* denominado FieldChart, produzido pela Novus Produtos Eletrônicos Ltda.

O monitoramento foi realizado com o aparelho conectado a um computador marca ECS, modelo 536S.

As Figuras 48 e 49 ilustram o referido aparelho e a tela do computador, com os registros das temperaturas.



Figura 48. Registrador de dados

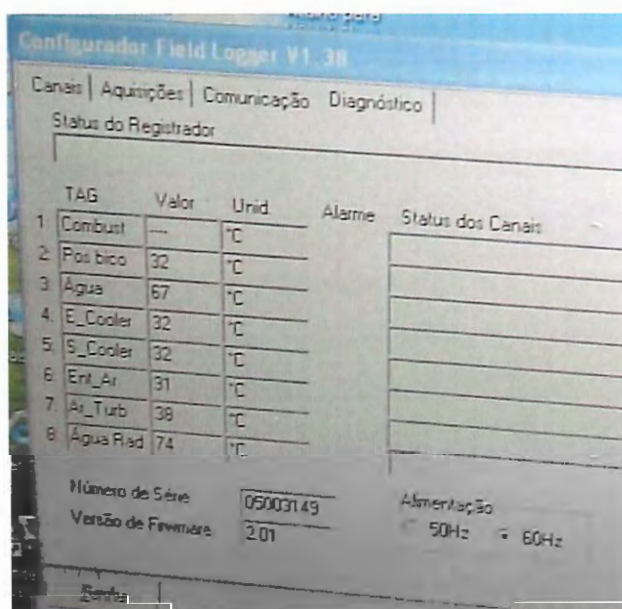


Figura 49. Monitoramento de temperaturas pelo computador

4.2.7 – Sistema de injeção de etanol hidratado

Para o fornecimento do combustível suplementar para o motor, quando movido a biodiesel, foi efetuada a instalação do conjunto para injeção de etanol hidratado.

O primeiro passo foi a escolha do local para a instalação da válvula injetora de álcool. Colocou-se o equipamento em questão logo após o resfriador de ar do motor, numa posição que deixasse o jato de etanol bem centralizado ao ser introduzido no motor, conforme Figuras 50 e 51.



Figura 50. Local de instalação do bico injetor



Figura 51. Jato de etanol

Para a injeção de etanol, foram utilizados um conjunto de bomba de combustível marca Delphi, referência 06443402, com pressão de trabalho até 6 bar; uma válvula reguladora de pressão Bosch, referência 0 280 160 560, que pressuriza a linha de

combustível em 3,0 kgf/cm²; um filtro de combustível marca Schuck, modelo SK 109; um tubo distribuidor de combustível utilizado no Fiat Pálio referência FIAT 46434655, e válvulas injetoras Magnetti Marelli referência IWP 058, de quatro orifícios. É importante ressaltar que as quatro válvulas estavam colocadas no tubo distribuidor de combustível, porém apenas um estava operante, porque a vazão foi suficiente para abastecer o volume de álcool necessário ao funcionamento do motor.

4.2.8 – Analisador de gases queimados

Mediram-se as emissões de CO, NO_x e HC com auxílio de um analisador de gases, marca Tecnomotor, modelo TM 131, mostrado na Figura 52.



Figura 52. Analisador de gases modelo TM 131 da Tecnomotor

Fonte: TECNOMOTOR (2007)

O aparelho modelo TM 131 é um analisador de gases infravermelho para CO, HC, CO₂, O₂ (célula química) e NO_x (célula eletrônica) e foi homologado pelo

INMETRO (TECNOMOTOR, 2007). A aferição foi realizada pelo fabricante, em 15 de agosto de 2007.

De acordo com o manual do fabricante, as resoluções do aparelho para medição de CO, HC e NO_x são 0,01%, 1 ppm e 1 ppm, respectivamente.

4.2.9 – Opacímetro

Opacímetro é um equipamento montado no escapamento do motor diesel para a medição da opacidade dos gases de descarga por meio da absorção da luz.

A fumaça de gás de escapamento de motores diesel compreende, principalmente, partículas suspensas no gás de escapamento, as quais obscurecem, refletem ou retratam a luz. É captada pela sonda no escapamento e levada até a câmara de medição, onde existem um emissor de luz e um receptor. Esse fecho de luz é interceptado pela fumaça e assim é medida a opacidade, por meio da absorção da luz emitida.

O opacímetro modelo TM 133, fabricado pela empresa Tecnomotor, é de fluxo parcial, pois capta apenas parte dos gases de exaustão.

As medições de opacidade são feitas em K, que é o coeficiente de absorção de luz, e tem como unidade m⁻¹ ou percentagem de opacidade, e seguiram a norma NBR 13037/1993.

Nas Figuras 53 e 54, apresenta-se o referido aparelho.





Figura 53. Opacímetro

Fonte: LOPES (2006)



Figura 54. Vista detalhada do opacímetro

Fonte: TECNOMOTOR (2007)

4.2.10 – Gerador de pulsos

A alimentação do etanol foi inicialmente gerenciada por um gerador de pulsos, cujo circuito elétrico foi baseado na tese de PASSARINI (1993), conforme mostra a Figura 55, para a determinação dos tempos de injeção de álcool necessários para igualar a potência do motor movido a biodiesel em relação ao motor movido a diesel.

Na representação do osciloscópio, os valores A e B foram simulados com o *software* Eletronics Workbench (EWB), versão 4.0d. Com esse programa, consegue-se incrementar de 1% em 1% as resistências A% e B%, e valores de 10 k Ω a 1 M Ω , com intervalos de 10 k Ω .

Ao ligar-se o circuito, o capacitor de 220 nF é carregado até atingir 2/3 do valor da tensão de alimentação, ou seja, 8 V. Ao atingir o valor de 8 V, um comparador interno do CI 555 desliga a saída. A seguir, inicia-se o ciclo de descarga do capacitor, até atingir 1/3 do valor de alimentação (4 V). Isso é feito ciclicamente.

A regulagem do volume de injeção foi feita alterando-se a frequência do pulso e o período de abertura da válvula injetora, por meio dos botões A e B do gerador de pulsos, ilustrado na Figura 55.

Para produzir a tela mostrada na Figura 57, os valores de A e B foram fixados em 1% de 1 M Ω , ou seja, valiam 10 k Ω .

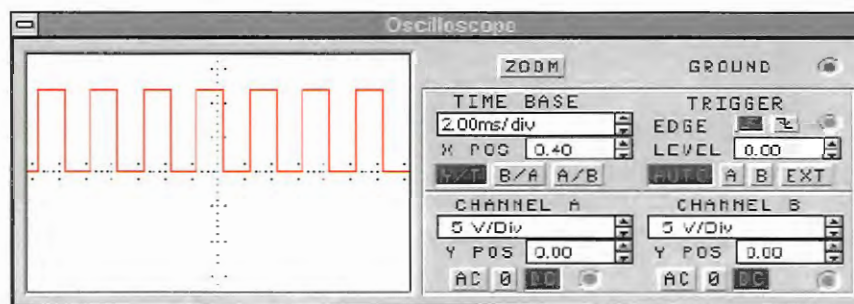


Figura 57. Osciloscópio virtual mostrando comprimento de onda do controlador de vazão

Quando a frequência de pulsação foi mudada por meio da alteração do resistor A, de 10 k Ω para 30 k Ω , mantendo-se constante o período, houve modificações no comprimento de onda, conforme esquematizado na Figura 58. Nesse caso, o valor da resistência em B permaneceu em 10 k Ω .

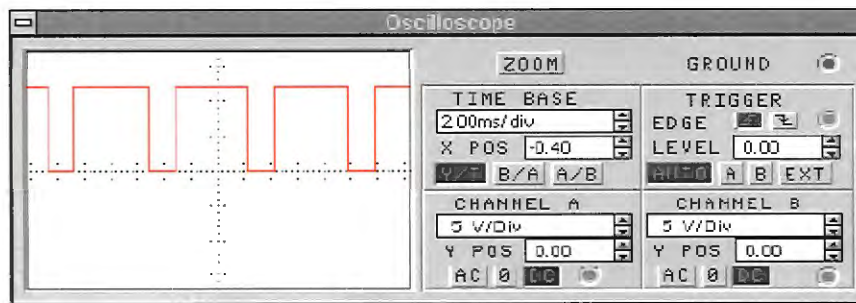


Figura 58. Osciloscópio virtual mostrando a variação com alteração da frequência

Quando o período de pulsação foi alterado, mudando-se o valor da resistência em B de 10 k Ω para 30 k Ω , manteve-se constante a frequência, houve modificações no comprimento de onda, conforme esquematizado na Figura 59. Nesse caso, o valor da resistência em A permaneceu em 10 k Ω .

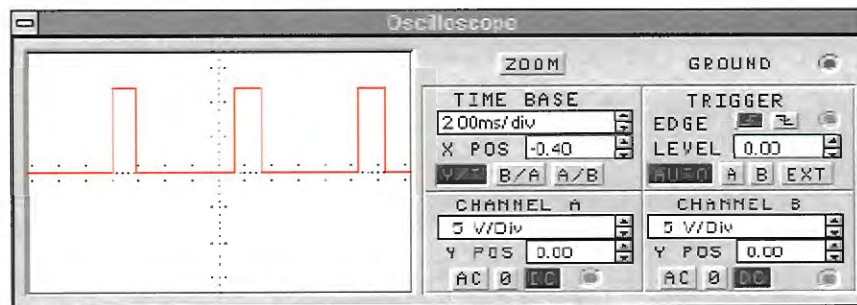


Figura 59. Osciloscópio virtual mostrando a variação com alteração do período

4.2.11– Controlador eletrônico automático de injeção de etanol (CEAIE)

O gerador de pulsos para funcionamento da válvula injetora foi substituído por um controlador automático, que funcionou em paralelo com o sistema de injeção original do motor. Com isso, conseguiu-se a automatização da injeção de etanol hidratado em conjunto com o biodiesel etílico de soja.

A Figura 60 demonstra o esquema de funcionamento do Controlador Eletrônico Automático de Injeção de Etanol (CEAIE).

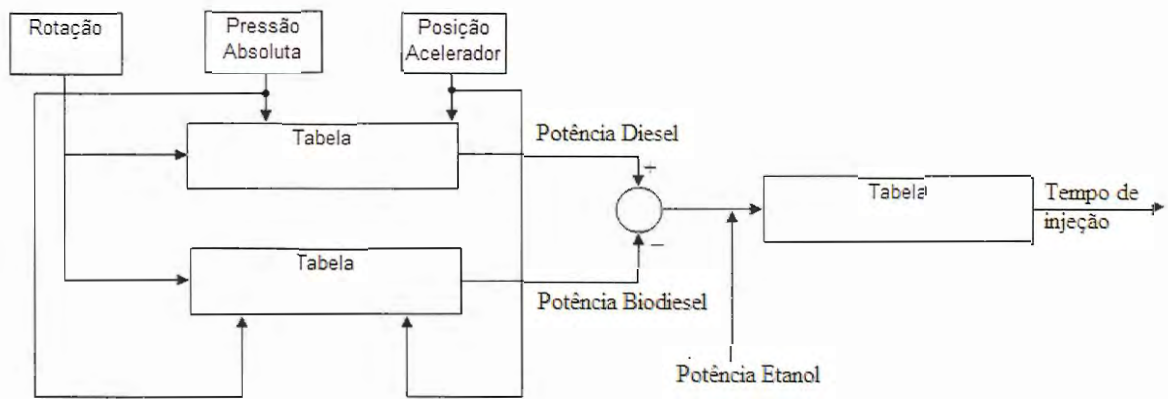


Figura 60. Esquema de montagem do experimento com CEAIE

O sinal de rotação foi obtido por meio de ligação em paralelo no sensor indutivo do volante, conforme mostrado na Figura 61.

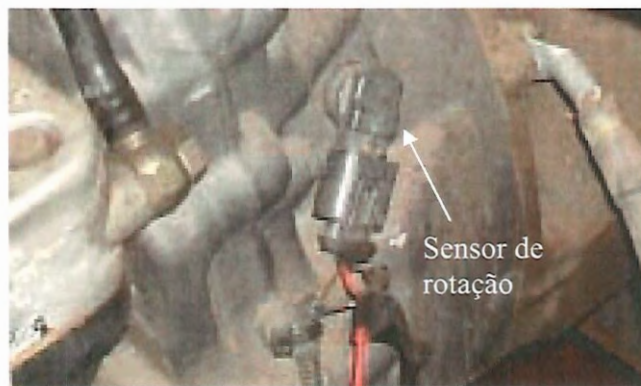


Figura 61. Ligação paralela no sensor de rotação do motor para envio de sinal ao controlador

O sinal da pressão do coletor de admissão do motor foi conseguido por meio de ligação em paralelo no sensor de pressão e temperatura do ar admitido pelo motor, localizado no coletor de admissão. A referida peça está mostrada na Figura 62.



Figura 62. Sensor de pressão e temperatura do ar admitido pelo motor

Para receber o sinal de posição do acelerador, foi efetuada uma ligação em paralelo no referido sensor, conforme Figura 63.



Figura 63. Ligação em paralelo no pedal do acelerador para recebimento de sinal de posição

Sabendo-se a rotação, a carga e a posição do acelerador, além da potência lida no dinamômetro, consegue-se determinar a quantidade de etanol necessária para complementar a potência do motor, fazendo-a igualar-se à de quando o motor funcionou com diesel.

O microcontrolador utilizado no CEAIE foi o PIC16F876A da marca Microchip®, sendo as principais características:

- 8 kbytes de memória FLASH para programa;

- 368 bytes de memória RAM (registradores de uso geral);
- 256 bytes de EEPROM para dados;
- 13 interrupções possíveis;
- 22 pinos de I/O com capacidade de fornecer 20 mA por pino;
- *Power-on Reset*;
- *Power-up Timer*;
- *Watch Dog Timer*;
- Frequência de operação de 20 MHz (5 milhões de instruções por segundo);
- Programação ICSP (*In Circuit Serial Programming*);
- Microcontrolador TTL – alimentação de 0 a 5 V;
- 2 *timers* de 8 bits com pré-escalares;
- 1 *timer* de 16 bits com pré-escalar;
- 2 módulos CCP (*Capture/Compare/PWM*);
- 5 canais conversores AD de 10 bits;
- 1 canal para comunicação que pode ser iniciada em modo síncrono como SPI (modo mestre apenas), I2C (modo mestre ou escravo) ou modo assíncrono (RS-232).

O sistema desenvolvido para o controle de injeção, por ser de controle em tempo real devido aos requisitos funcionais e restrição de tempo, necessitou de um controlador capaz de desempenhar essa função. O microcontrolador PIC 16F876 foi o encarregado de realizar esse controle, e o *software* supervisor, uma ferramenta de interface com o usuário, deixou o controle independente do computador e reduziu significativamente os riscos de falhas.

Uma característica importante presente nesse sistema, e que se mostrou adequada para a função, foi a aplicação da tecnologia de microcontroladores em substituição à tecnologia de CLPs, usualmente utilizada em soluções de automação industrial, com vantagens em consumo de energia, preço e versatilidade. O microcontrolador supriu de maneira satisfatória as funções de controle, sendo eficientemente integrado com o *software* desenvolvido.

O programa de monitoração e controle foi desenvolvido em linguagem C, utilizando o *software* de escrita e compilação PCWH Compiler, versão 3.249, fabricante Custom Computer Services.

Após a escrita do código, efetua-se o comando, que é compilado para um arquivo com extensão .hex (hexadecimal). Esse é o arquivo gravado na área de programa do microcontrolador.

Na Figura 64, mostra-se um trecho do código, e a janela do mesmo sendo compilado.

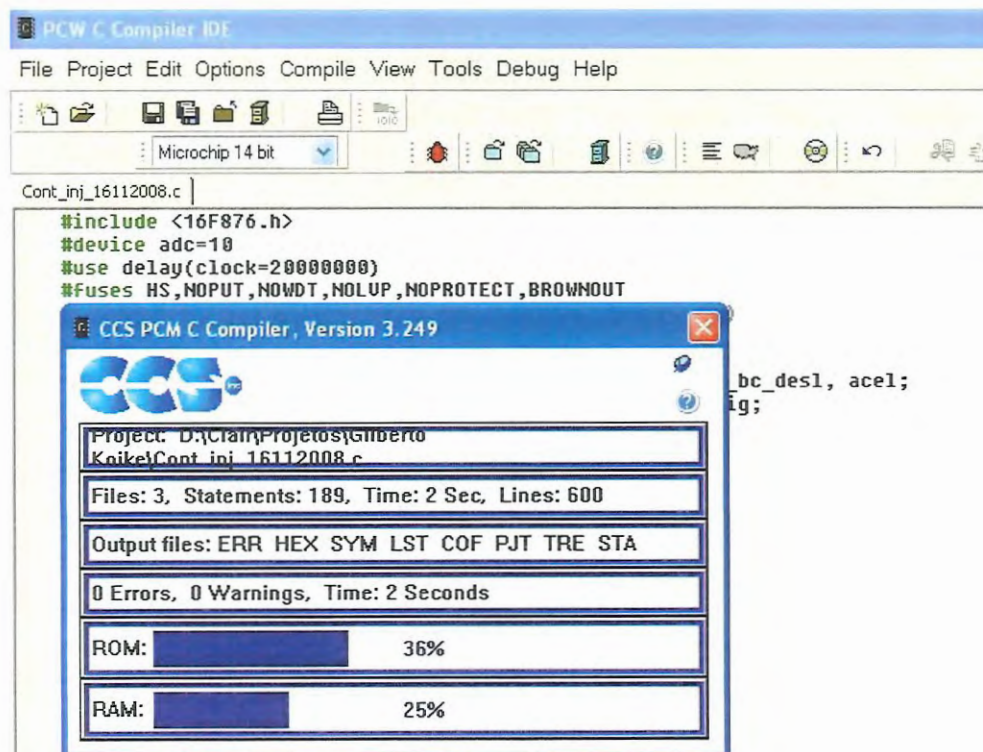


Figura 64. Compilação do *software* do controlador

Após compilado, o código fica conforme mostrado na Figura 65.

```
:1017A000CE008A1134218A157A08DB007908DA0024  
:1017B0007808D9007708D8009A30DF009930DE0029  
:1017C0005930DD007E30DC008A111D228A157A082E  
:1017D000D5007908D4007808D3007708D2008A11A0  
:1017E00093228A157908B6007808B500CC014C0818  
:1017F0008A11B3208A15CC0AF700D8008A11562422  
:101800008A150C304C02031DF72B1030840034086D  
:10181000CE003308CD008A118B248A156D30D80094  
:101820008A1156248A157330D8008A1156248A15D5  
:10183000CC014C088A11DF208A15CC0AF700D800A9  
:101840008A1156248A150C304C02031D192C1030B5  
:1018500084003608CE003508CD008A118B248A1505  
:101860006D30D8008A1156248A157330D8008A1139  
:1018700056248A150330BB003D2C8A110A12642EAF  
:101880000A108A100A1582079B29F729382A502B3B  
:02400E007A3FF7  
:00000001FF  
;PIC16F876
```

Figura 65. Código em formato hexadecimal

O código do arquivo no formato hexadecimal é que foi gravado na memória do programa do PIC16F876A, utilizando o gravador McFlash da empresa Mosaico e o *software* Mplab da Microchip. Na Figura 66, apresenta-se o referido aparelho.

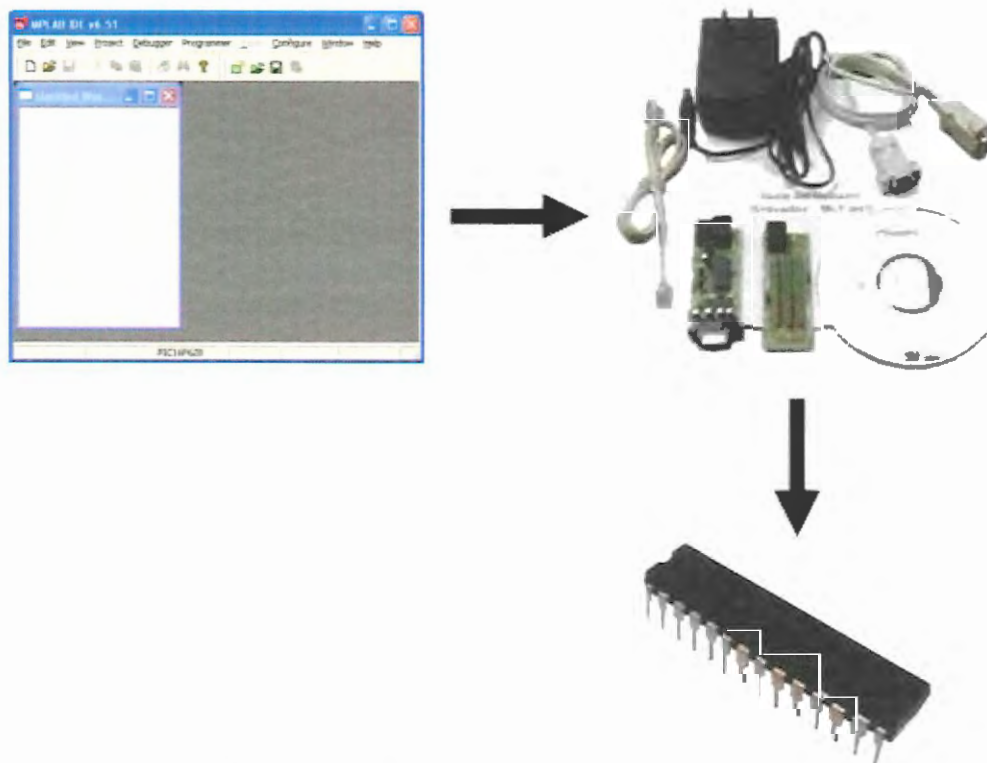


Figura 66. Gravador de EEPROM da Mosaico

O material utilizado para a construção do CEAIE foi o seguinte:

- 1 microcontrolador PIC16F876A - U1
- 1 regulador de tensão 7805 - U2
- 1 cristal 20 Mhz - X1
- 1 transistor FET IRF840 - Q1
- 2 capacitores cerâmicos 22p - C1, C2
- 2 capacitores cerâmicos 100 nF - C3, C4
- 2 resistores 150 Ω / 1/8 W - R1, R5
- 1 resistor 10 k Ω / 1/8 W - R2
- 3 resistores 2 k7 / 1/8 W - R3, R4, R6
- 1 resistor 100 Ω / 1/2 W - R7
- 1 trimpot horizontal 10 k Ω - RV1
- 2 trimpot horizontal 1 k Ω - RV2, RV3
- 2 bornes fêmea para PCI (com duas conexões)
- 1 borne fêmea para PCI (com três conexões)
- 1 borne fêmea para PCI (com quatro conexões)
- 1 borne fêmea para PCI (com quinze conexões)
- 1 placa de fenolite 10x10 cm
- 1 caixa plástica 7,5 x 11 x 6 cm
- 1 *display* LCD com *backlight* azul, 2 linhas x 16 colunas
- 3 *push-bottom* NA 5x5 mm, soldagem em PCI

O esquema elétrico do controlador está mostrado na Figura 67.

circuito regulador de tensão (U2 no esquema elétrico da Figura 67), que a baixou de 12 Vcc para 5 Vcc.

As saídas dos sensores de aceleração e de pressão do turbo são analógicas e variam de 0 a 5 V.

A entrada do sinal do sensor de aceleração, terminal 3, porta RA1 (U1), da Figura 92, é convertida internamente em porcentagem para a apresentação no *display* existente no controlador. O trimpot RV3 ajustou o fim de escala do sinal proveniente do acelerador (sinal máximo de 12 Vcc) para a máxima tensão: 5 Vcc.

A entrada para o sensor de pressão absoluta do turbo, terminal 2, porta RA0 (U1), da Figura 67, não necessitou de conversão, pois a variação de pressão captada pelo sensor é de 0 a 5 bar, sendo numericamente igual à tensão, que varia de 0 a 5 V. O trimpot RV2 serviu para eventual ajuste de medida.

A entrada para a medição da rotação baseou-se no sinal pulsado gerado pela roda fônica do motor, que possui 36 dentes. O microcontrolador mede os pulsos gerados e realiza a equação:

$$\text{rotação} = \frac{\text{número de pulsos} \times 60}{60}$$

A saída para o acionamento da válvula injetora (provida pelo Q1 no esquema elétrico da Figura 67) foi resultado de um cálculo que envolveu a rotação, a pressão do turbo e a posição do pedal do acelerador. Assim, para qualquer alteração de um desses parâmetros, houve alteração na duração do sinal para a válvula injetora.

O sistema foi construído para funcionar automaticamente e manualmente. No comando manual, alteram-se os tempos (em milissegundos) em que a válvula injetora fica ligada e desligada.

No modo automático, o tempo de injeção foi conseguido por tabelas, envolvendo a rotação, a pressão do turbo e a posição do pedal de aceleração, conforme esquematizado na Figura 60.

O *display* de cristal líquido tem regulagem de contraste por meio de RV1 (esquema da Figura 67) e apresenta três variações de tela.

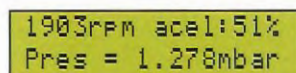
A primeira tela mostra quando o sistema está em automático ou manual (Figura 68).



```
AUTO / MANUAL
MANUAL
```

Figura 68. Tela do controlador indicando o modo de operação

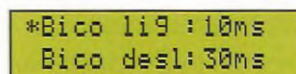
A segunda tela mostra a rotação, a aceleração e a pressão absoluta do turbo do motor (Figura 69)



```
1903rpm acel:51%
Pres = 1.278mbar
```

Figura 69. Tela do controlador mostrando a rotação, a aceleração e a pressão do turbo do motor

A terceira tela mostra os tempos de atuação do bico injetor, quando o controlador está funcionando no modo manual (Figura 70).



```
*Bico li9 :10ms
Bico desl:30ms
```

Figura 70. Tela do controlador mostrando os tempos de atuação do bico injetor

Sempre que a alimentação é ligada, o sistema inicia mostrando a tela de visualização de valores da rotação, da aceleração e da pressão do turbo. A navegação entre

as telas é feita pressionando-se a tecla de seleção. A alteração dos valores é feita por meio das teclas de incremento e decremento. Na Figura 71, apresenta-se o controlador.



Figura 71. Controlador de injeção de etanol

4.3 – MÉTODOS

4.3.1 – Medição de potência

Para a correção de potência, utilizou-se da norma ISO 1585 para ensaios com motores, a qual recomenda utilizar um fator a_c . Para motores de ignição por compressão com ajuste de alimentação de combustível constante, a_c é obtido aplicando-se a fórmula:

$$a_c = (f_a)^{f_m}$$

em que,

$$f_a = \left(\frac{99}{p_d} \right)^{0.7} \left(\frac{T}{298} \right)^{1.2}$$

para motores turboalimentados com pós-arrefecimento tipo ar/ar, em que:

p_d = pressão do ar seco em kPa, e

T = temperatura absoluta, em Kelvin, na entrada do ar do motor.

O valor de f_m é uma função do parâmetro de alimentação de combustível corrigido, q_c , sendo calculado pela equação:

$$f_m = 0,036q_c - 1,14, \text{ em que:}$$

$q_c = q/r$, na qual q é o parâmetro de alimentação de combustível, em miligramas por ciclo por litro de volume deslocado no motor (cilindrada) [mg/(L.ciclo)], sendo igual a:

$$q = \frac{(Z) \times (\text{vazão do combustível em g/s})}{(\text{deslocamento em L}) \times (\text{velocidade do motor em min}^{-1})}$$

em que:

Z = 120000 para motores de 4 tempos e 60000 para motores de 2 tempos, e r = relação entre pressão estática absoluta na saída do sobrealimentador ou pós-arrefecimento de ar, se equipado, e a pressão ambiente ($r = 1$ para motores de aspiração natural).

A equação para o fator f_m é válida somente para um valor de q_c entre $37,2 \text{ mg}/(\text{L.ciclo}) \leq q_c \leq 65 \text{ mg}/(\text{L.ciclo})$. Para valores menores que $37,2 \text{ mg}/(\text{L.ciclo})$, um valor constante de 0,2 deve ser adotado para f_m , enquanto, para $q_c > 65 \text{ mg}/(\text{L.ciclo})$, um valor constante de 1,2 deve ser adotado.

O fator a_c aplica-se no intervalo $0,9 \leq a_c \leq 1,1$. Se esses limites são excedidos, o valor obtido corrigido deve ser apresentado, e as condições de pressão e de temperatura do ensaio devem ser declaradas com exatidão no relatório de trabalho.

4.3.2 – Gráficos de torque, de potência e de consumo específico

Levantou-se a curva de potência, de torque e de consumo específico do motor em questão, utilizando-se, inicialmente, do óleo diesel como combustível.

Funcionou-se o motor com o referido combustível por cerca de uma hora para que atingisse condições ideais de funcionamento em regime permanente. Testou-se o motor a plena carga, nas seguintes rotações: 2500; 2400; 2300; 2200; 2000; 1900; 1700; 1500; 1400; 1200 e 1000 rpm. Os gráficos de desempenho foram efetuados, alterando-se a carga do dinamômetro acoplado ao motor.

Os testes foram efetuados em repetições de três vezes, e o resultado considerado foi a média aritmética. O consumo foi efetuado por vazão mássica, conforme mostra a Figura 72.

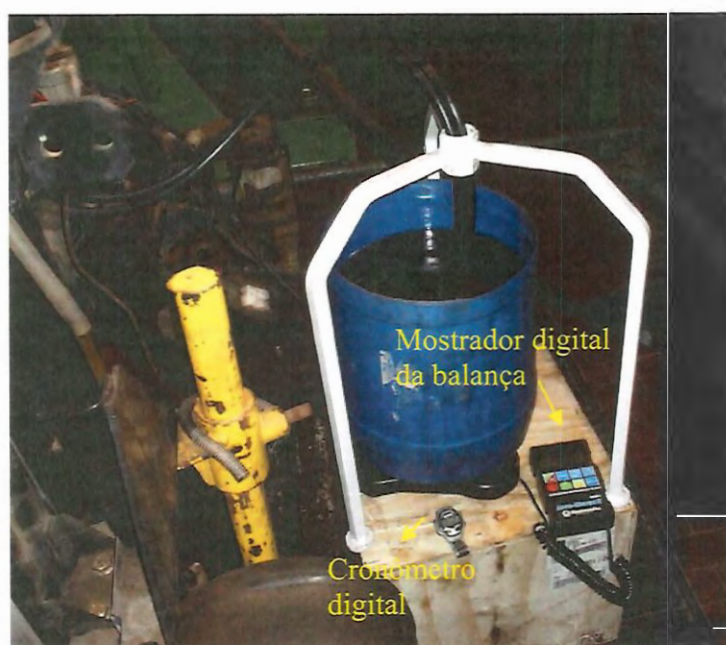


Figura 72. Medição de consumo de diesel por vazão mássica

Para o levantamento dos dados com biodiesel, drenou-se o tanque de combustível e efetuou-se a limpeza no sistema, tomando-se todos os cuidados para que não ficasse vestígio de diesel no sistema de alimentação.

Com biodiesel, efetuou-se procedimento semelhante às medições com diesel, nas mesmas rotações.

Testou-se o motor a plena carga e realizaram-se medições de consumo, de rotação e de torque.

Os testes foram efetuados em três repetições, e o resultado considerado foi a média aritmética dos valores encontrados. O consumo de álcool foi medido por vazão mássica, conforme apresenta a Figura 73.

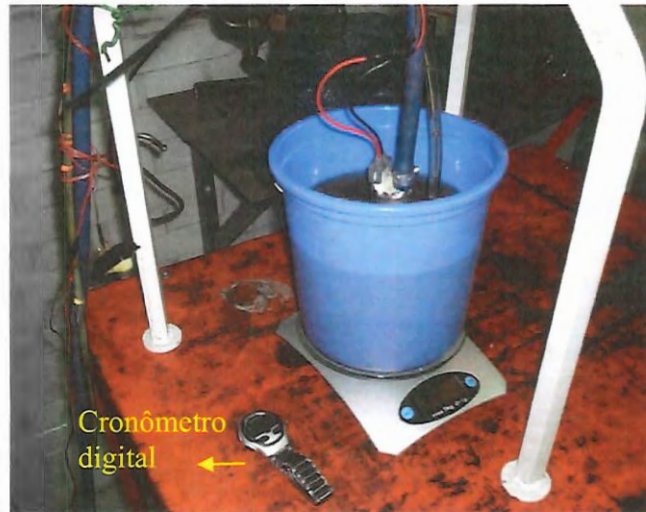


Figura 73. Medição de consumo de etanol hidratado por vazão mássica

O procedimento para o teste do motor funcionando com biodiesel de soja e etanol hidratado foi realizado da seguinte maneira: na rotação de 1000 rpm, a plena carga, funcionou-se o motor com biodiesel. Em seguida, mantendo-se a rotação e a carga, injetou-se álcool até o motor atingir a potência de quando ensaiado com diesel. Repetiu-se de modo análogo esse teste para as rotações de 2500; 2400; 2300; 2200; 2000; 1900; 1700; 1500; 1400; 1200 e 1000 rpm, respectivamente.

Com isso, determinaram-se as quantidades de álcool necessárias para a construção do controlador automático para a injeção do combustível suplementar.

4.3.3 – Medições de emissões

O ensaio de medições foi realizado de acordo com o ciclo de 13 pontos da NBR14489 em bancada dinamométrica, que prescreve o método de análise e fixa o procedimento para a determinação de gases de escapamento, como hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NOx) emitidos por motores do ciclo diesel, utilizados em veículo rodoviário automotor. Pela norma, as emissões dos gases são medidas simultaneamente.

Inicialmente, pela norma, deve-se medir o torque máximo do motor e ter conhecimento da rotação máxima. Assim, a primeira leitura de emissões deve ser efetuada com o motor em marcha lenta, sem carga, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 83 segundos, com fator de ponderação 0,25/3.

A segunda leitura deve ser realizada com o motor em rotação intermediária (próxima ao limite de 60% da rotação nominal) e 10% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 80 segundos, com fator de ponderação 0,08.

A terceira leitura deve ser realizada com o motor em rotação intermediária (próxima ao limite de 60% da rotação nominal) e 25% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 80 segundos, com fator de ponderação 0,08.

A quarta leitura deve ser realizada com o motor em rotação intermediária (próxima ao limite de 60% da rotação nominal) e 50% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 80 segundos, com fator de ponderação 0,08.

A quinta leitura deve ser realizada com o motor em rotação intermediária (próxima ao limite de 60% da rotação nominal) e 75% do torque máximo

medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 80 segundos, com fator de ponderação 0,08.

A sexta leitura deve ser realizada com o motor em rotação intermediária (próxima ao limite de 60% da rotação nominal) e 100% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 25 segundos, com fator de ponderação 0,25.

A sétima leitura deve ser efetuada com o motor em marcha lenta, sem carga, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 83 segundos, com fator de ponderação 0,25/3.

A oitava leitura deve ser realizada com o motor na rotação nominal do fabricante e 100% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 100 segundos, com fator de ponderação 0,1.

A nona leitura deve ser realizada com o motor na rotação nominal do fabricante e 75% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 20 segundos, com fator de ponderação 0,02.

A décima leitura deve ser realizada com o motor na rotação nominal do fabricante e 50% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 20 segundos, com fator de ponderação 0,02.

A décima primeira leitura deve ser realizada com o motor na rotação nominal do fabricante e 25% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 20 segundos, com fator de ponderação 0,02.

A décima segunda leitura deve ser realizada com o motor na rotação nominal do fabricante e 10% do torque máximo medido nessa rotação, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 20 segundos, com fator de ponderação 0,02.

A décima terceira e última leitura de emissões deve ser efetuada com o motor em marcha lenta, sem carga, por 6 minutos, e tempo de amostragem de 83 segundos, com fator de ponderação 0,25/3.

Na Tabela 7, apresenta-se o ensaio de emissões.

Tabela 7 – Características do ciclo de ensaio segundo a norma NBR 14489

Ponto do ciclo (i)	Rotação (rpm)	Percentagem de torque (%)	Tempo em regime (Minutos)	Tempo acumulado (Minutos)	Fator de ponderação (WF)	Tempo de amostragem (s)
1	Marcha lenta	0	6,0	6,0	0,25/3	83
2	Intermediária	10	6,0	12,0	0,08	80
3	Intermediária	25	6,0	18,0	0,08	80
4	Intermediária	50	6,0	24,0	0,08	80
5	Intermediária	75	6,0	30,0	0,08	80
6	Intermediária	100	6,0	36,0	0,25	25
7	Marcha lenta	0	6,0	42,0	0,25/3	83
8	Nominal	100	6,0	48,0	0,1	100
9	Nominal	75	6,0	54,0	0,02	20
10	Nominal	50	6,0	60,0	0,02	20
11	Nominal	25	6,0	66,0	0,02	20
12	Nominal	10	6,0	72,0	0,02	20
13	Marcha lenta	0	6,0	78,0	0,25/3	83

Fonte: NBR 14489 (2000)

As medições de emissões do motor foram efetuadas em seqüência: primeiro diesel, depois biodiesel de soja e finalmente injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel, até recuperar a potência do diesel.

Na medição de emissões na injeção de etanol hidratado, em conjunto com biodiesel de soja, manteve-se em cada ponto medido a mesma posição do acelerador no teste com biodiesel e chegou-se à potência equivalente do motor movido a diesel, adicionando-se etanol.

No motor ensaiado, a rotação de marcha lenta foi 800 rpm; a intermediária, 1500 rpm, e a nominal, 2500 rpm.

O escapamento do motor estava voltado para fora da sala do dinamômetro, fazendo com que as medições fossem realizadas na parte externa do prédio, conforme mostram as Figuras 74 e 75.



Figura 74. Posicionamento do escapamento do motor para a parte externa do prédio



Figura 75. Local de medição da emissão de gases do motor na parte externa do prédio

4.3.4 – Medições de opacidade

No procedimento de medição da opacidade, utilizou-se do método de aceleração livre, que é o regime em que o motor é submetido com o débito máximo de combustível, segundo o Manual de Operação – TM 133 – Tecnomotor. Esse método consiste em medir a opacidade, acelerando rapidamente até o fim, até que a rotação máxima se estabilize (corte da bomba) e o equipamento mostre a mensagem para desacelerar.

Foram três séries de dez medições para cada combustível (diesel e álcool em paralelo com diesel). O *software* IGOR, da Tecnomotor, efetua o cálculo da opacidade, desprezando as três medidas iniciais e analisando as últimas sete, desde que, em quatro medições consecutivas, a diferença entre o valor máximo e o mínimo não ultrapassem 0,25 K, e não estejam em ordem decrescente.

4.3.5 – Ajustagem do controlador de injeção de etanol hidratado

Para acertar as quantidades de etanol a serem injetadas, utilizou-se do *software* de simulação ISIS Professional, fabricado pela PTX Eletronic Systems LLC.

Como os volumes de etanol foram determinados em função da posição do acelerador, da pressão do turbo e da rotação do motor, acertou-se manualmente o controlador, utilizando-se dessas leituras, e ajustou-se o tempo da válvula injetora aberta/fechada para conseguir essa vazão.

A simulação foi feita ajustando-se o controlador para o modo manual, por meio da tecla de seleção, conforme apresentado na Figura 76.

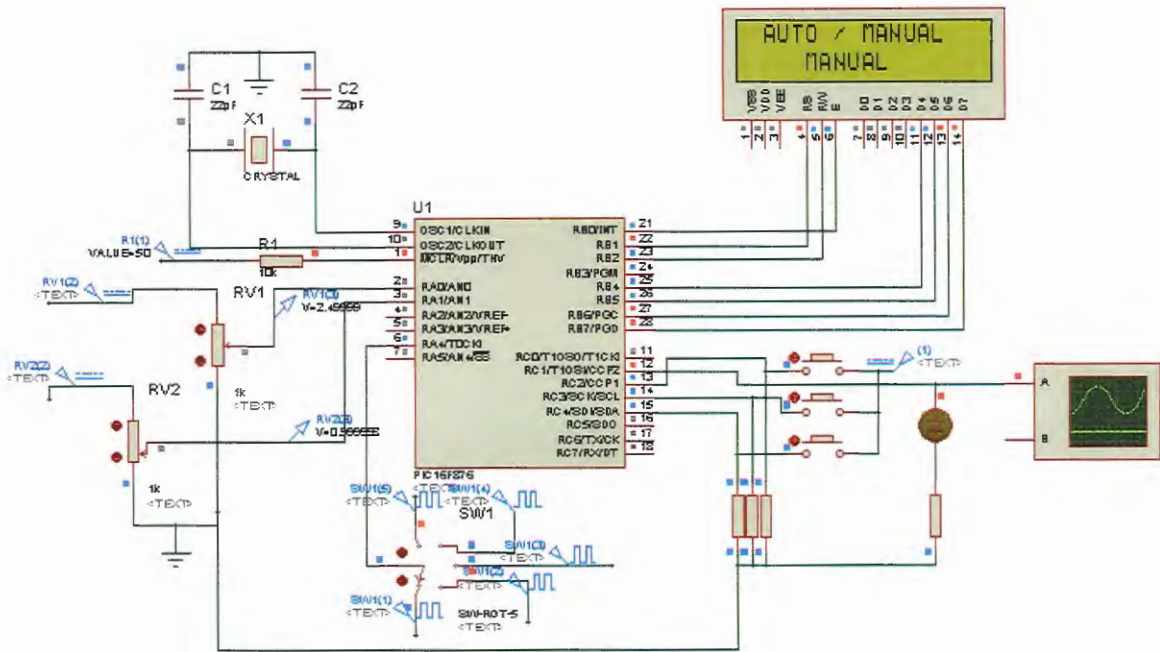


Figura 76. Simulador do controlador ajustado para funcionar manualmente

Em seguida, ajustaram-se a aceleração, a rotação e a pressão do turbo, conforme apresentado na Figura 77.

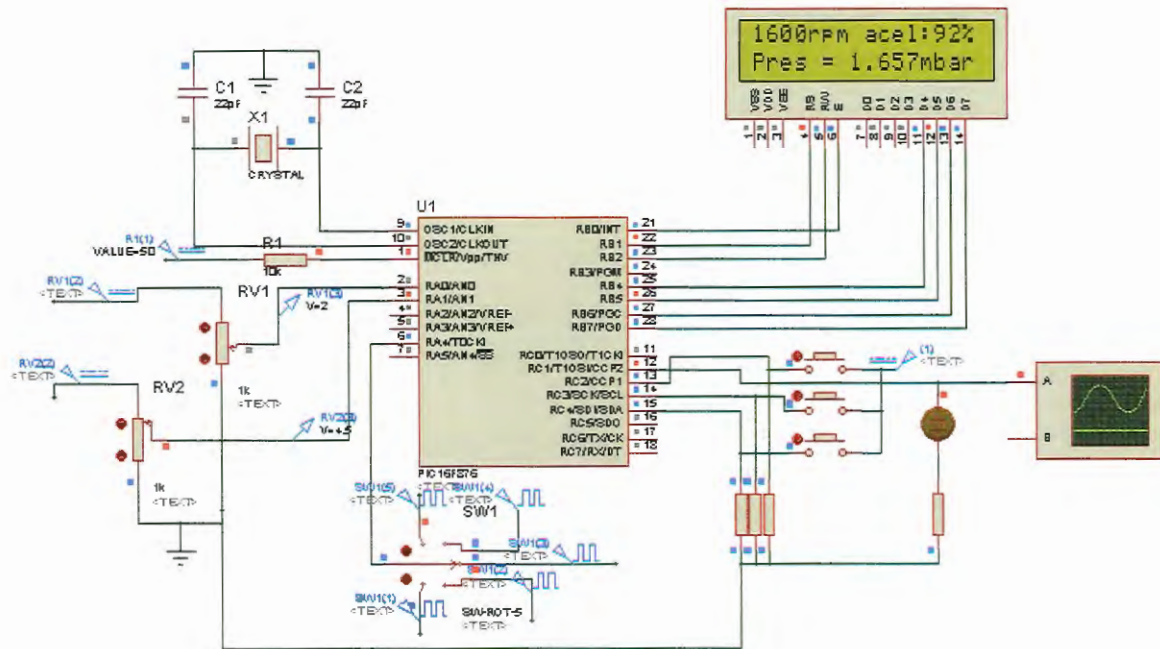


Figura 77. Simulador do controlador com os parâmetros de entrada ajustados

O passo seguinte foi ajustar os tempos de válvula injetora aberta/fechada, para conseguir a vazão necessária para atender aos parâmetros de entrada, conforme mostrado na Figura 78.

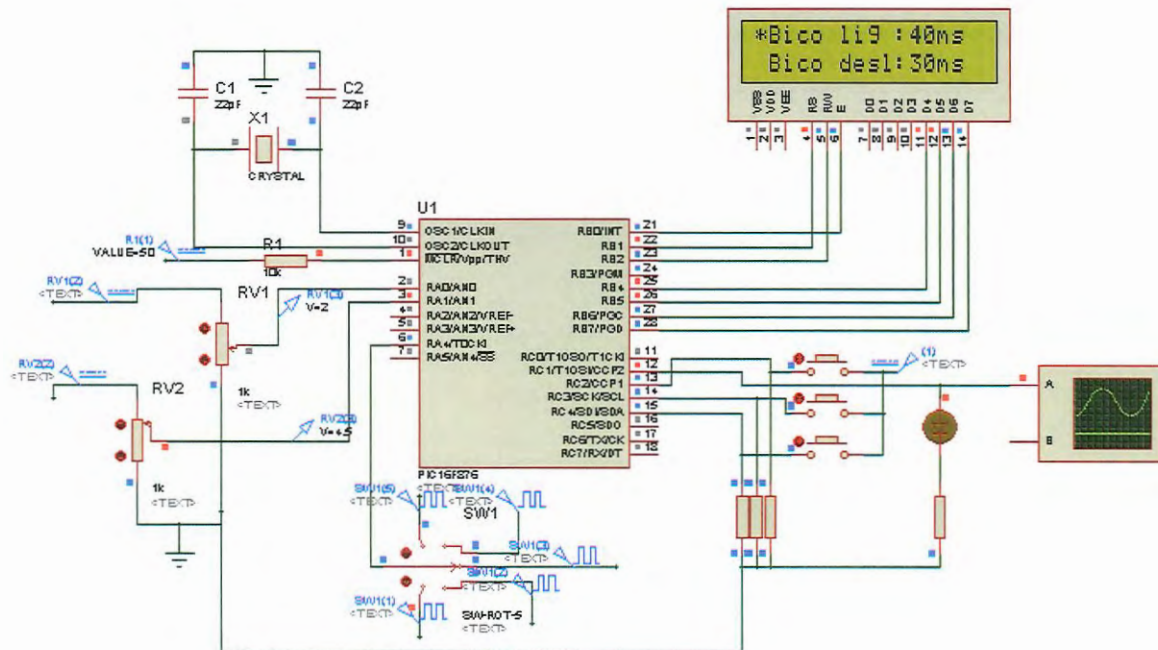


Figura 78. Simulador do controlador mostrando a ajustagem dos tempos de injeção

Com a determinação dos tempos aberta/fechada da válvula injetora em função da rotação, da pressão do turbo e da posição de acelerador, montaram-se tabelas, que depois foram equacionadas para que o controlador funcionasse automaticamente.

4.3.6 – Teste do controlador de injeção de etanol hidratado

Testou-se o controlador projetado para injeção automática de etanol, no motor movido a biodiesel, com a finalidade de obter potência semelhante à de quando movido a diesel.

Levantaram-se os gráficos de torque, de potência e de consumo específico para plena carga e compararam-se os resultados aos obtidos quando o motor trabalhou com diesel.

5 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. – MEDIÇÕES DE POTÊNCIA, DE TORQUE E DE CONSUMO

Alguns parâmetros devem ser conhecidos para a determinação de consumo específico.

As densidades do diesel, biodiesel etílico de soja e etanol hidratado em g/cm³ foram medidas e convertidas para kg/l.

O valor energético em kcal/l para diesel, biodiesel etílico de soja e de etanol hidratado considerados foi, respectivamente, 10810 (INFORMAÇÕES TÉCNICAS SOBRE LUBRIFICANTES SHELL, 1991); 9421 (LOPES, 2006) e 6650 (INFORMAÇÕES TÉCNICAS SOBRE LUBRIFICANTES SHELL, 1993). Convertem-se a unidade para kJ/l.

Dividindo-se o valor energético (kJ/l) pela densidade (kg/l), consegue-se obter o valor energético em kJ/kg

Na Tabela 8, apresentam-se as densidades e os valores energéticos dos três combustíveis.

Tabela 8 – Densidades e valores energéticos dos combustíveis utilizados

	Densidade (kg/l)	Valor energético(kJ/l)	Valor energético(kJ/kg)
Diesel	0,8559	45294	52920
Biodiesel de soja	0,8710	39474	45321
Etanol hidratado	0,8123	27864	34302

5.1.1 – Medições de potência, torque e consumo com óleo diesel como combustível

Realizaram-se medições de potência e de consumo, utilizando-se do óleo diesel como combustível, com o motor a plena carga. Mediu-se, também, a pressão

atmosférica, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo seco, para realizar a correção de potência, cujos valores encontrados foram 95,5 kPa, 24 °C e 31 °C, respectivamente. Efetuando-se as contas pela ISO 1585, o fator de correção de potência é 1,060711 para essas condições.

Os resultados obtidos estão mostrados na Tabela 9.

Tabela 9 – Medição de torque utilizando diesel como combustível

Rotação (RPM)	Torque lido (Nm)	Potência (cv)	Potência corrigida (cv)	Potência corrigida (kW)	Consumo de diesel (kg/h)	Consumo específico (g/kWh)
1000	343	35	37	27	8,42	309
1100	588	66	70	51	14,70	286
1300	981	130	138	101	25,04	247
1500	1010	158	167	123	27,62	225
1700	1049	179	189	139	31,34	226
1900	971	190	202	148	33,97	230
2000	932	190	202	148	35,88	243
2200	843	187	198	146	37,01	254
2300	735	173	183	134	35,99	268
2400	588	144	153	112	32,66	291
2500	294	75	80	58	18,00	308

O gráfico do torque lido em função da rotação é apresentado na Figura

79.

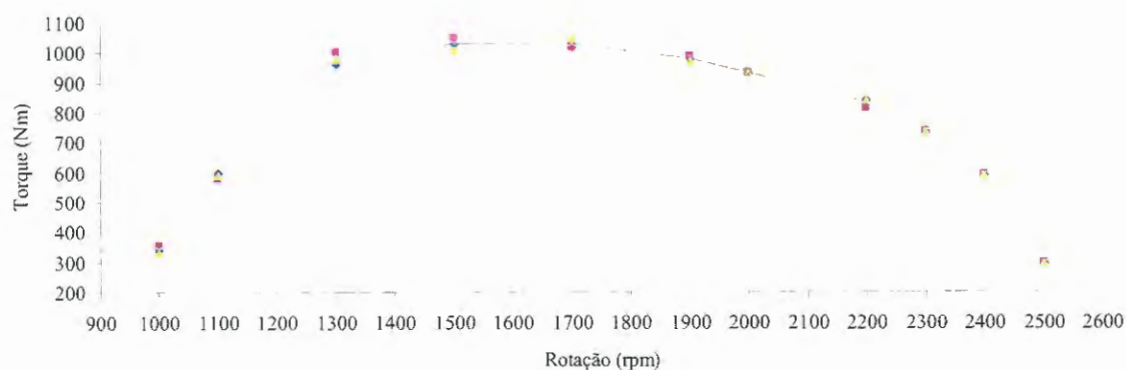


Figura 79. Gráfico de torque em função da rotação

O gráfico da potência corrigida em função da rotação é apresentado na Figura 80.

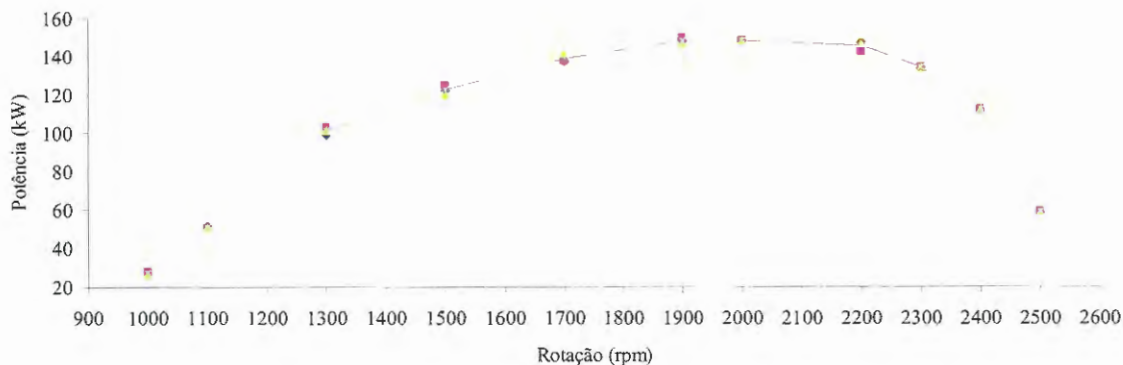


Figura 80. Gráfico de potência em função da rotação

O gráfico do consumo específico em função da rotação é apresentado na Figura 81.

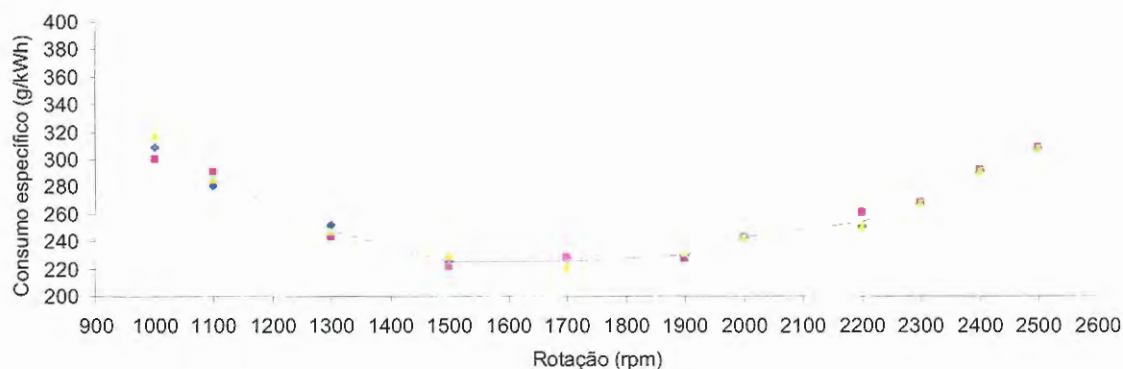


Figura 81. Gráfico de consumo específico em função da rotação

5.1.2 – Medições de potência, torque e consumo com biodiesel etílico de soja

Realizaram-se medições de potência e de consumo, utilizando-se do biodiesel etílico de soja como combustível, com o motor a plena carga. Mediu-se, também, a pressão atmosférica, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo seco, para realizar correção de potência, cujos valores encontrados foram 95,5 kPa, 23 °C e 30 °C,

respectivamente. Efetuando-se as contas pela ISO 1585, o fator de correção de potência é 1,055691 para essas condições. Os resultados estão na Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados do ensaio utilizando biodiesel etílico de soja

Rotação (RPM)	Torque lido (Nm)	Potência (cv)	Potência corrigida (cv)	Potência corrigida (kW)	Consumo de biodiesel (kg/h)	Consumo específico (g/kWh)
1000	314	32	34	25	9,07	366
1100	549	62	65	48	15,50	325
1300	912	121	128	94	26,00	278
1500	981	150	158	116	26,91	232
1700	961	167	176	129	31,22	242
1900	883	171	181	132	34,48	260
2000	863	176	186	136	38,68	284
2200	765	172	181	133	40,41	304
2300	677	159	168	123	39,99	325
2400	549	134	142	104	36,27	348
2500	275	70	74	54	20,09	370

O gráfico do torque lido em função da rotação é apresentado na Figura

82.

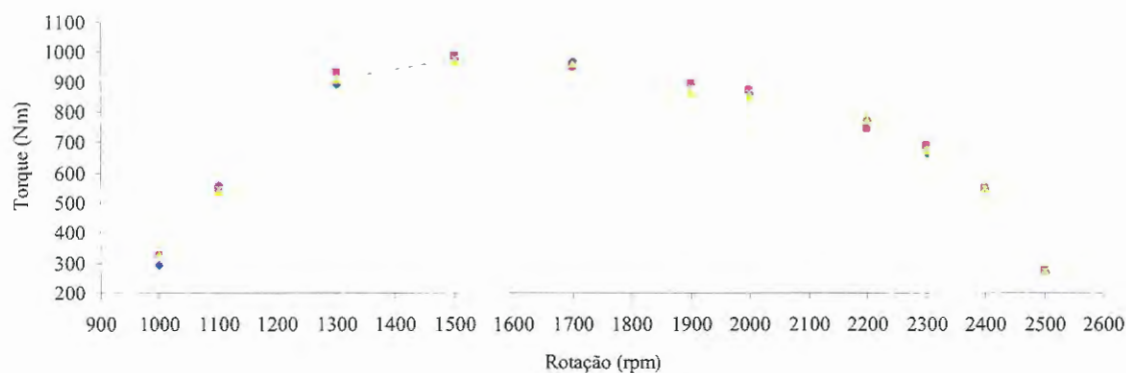


Figura 82. Gráfico de torque em função da rotação

O gráfico da potência corrigida em função da rotação é apresentado na

Figura 83.

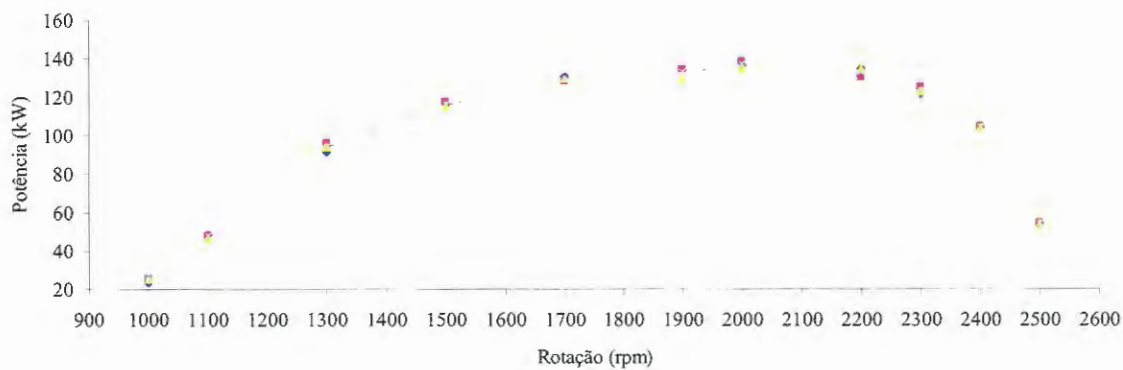


Figura 83. Gráfico de potência em função da rotação

O gráfico do consumo específico em função da rotação é apresentado na Figura 84.

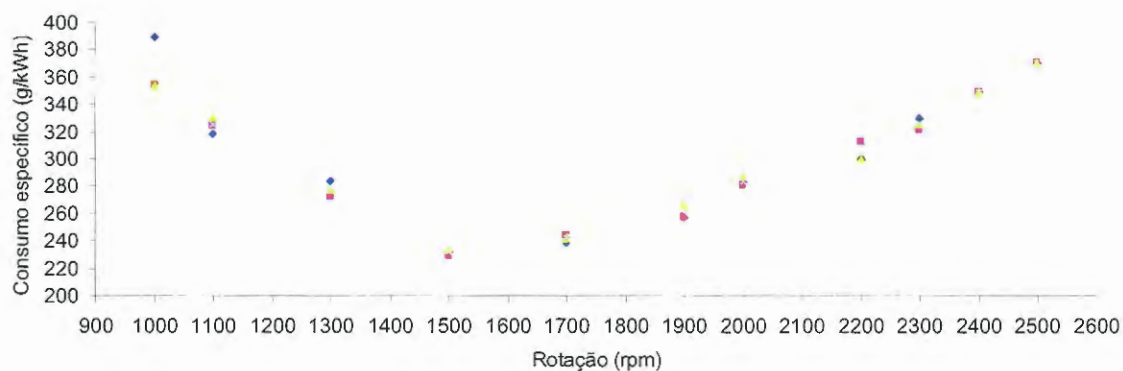


Figura 84. Gráfico de consumo específico em função da rotação

5.1.3 – Comparações gráficas entre potência e consumo específico utilizando diesel e, posteriormente, biodiesel como combustível

No gráfico da Figura 85, apresenta-se a potência obtida tendo diesel e depois biodiesel como combustível.

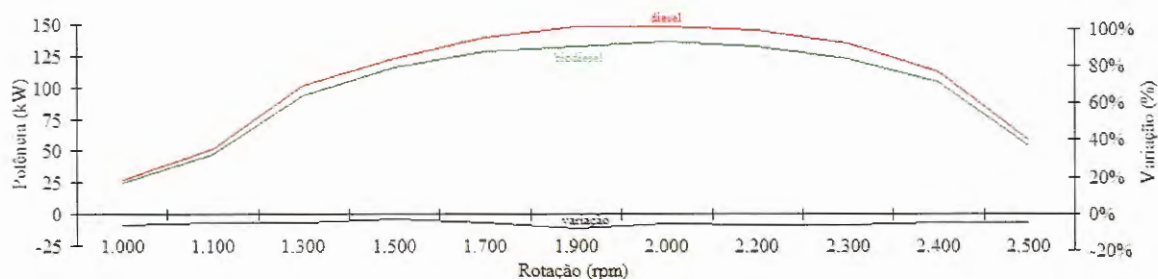


Figura 85. Gráfico comparando potências do motor movido a diesel e biodiesel

Quando o motor está funcionando com biodiesel, a potência é menor em todas as rotações (a plena carga), comparando-se quando está funcionando com diesel.

Isso é explicado devido ao menor poder calorífico do biodiesel em comparação com o diesel (uma vez considerando-se que não houve ajustes no sistema de injeção).

No gráfico da Figura 86, compara-se o consumo específico obtido tendo diesel e depois biodiesel como combustível, no teste a plena carga.

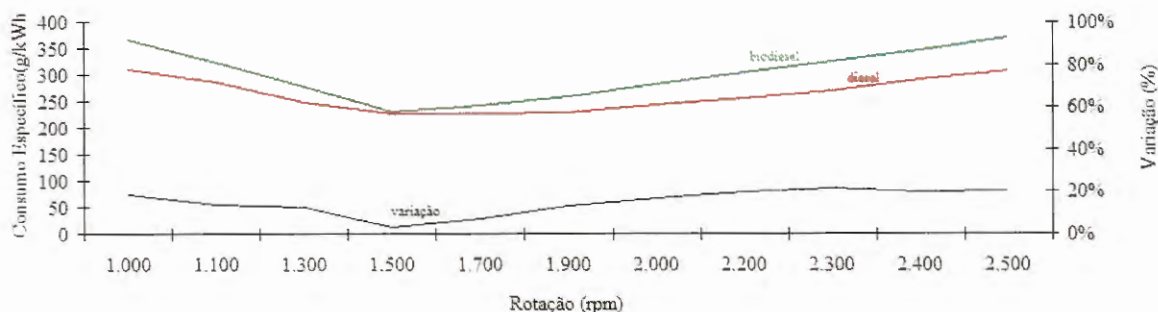


Figura 86. Gráfico comparando consumos específicos do motor movido a diesel e biodiesel

Nesse caso, o consumo específico do biodiesel é maior que o do diesel em todas as rotações. A explicação para o ocorrido é devido ao menor poder calorífico do biodiesel de soja.

5.1.4 – Medições de consumo quando da injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel de soja

Realizou-se injeção de álcool em paralelo com o biodiesel de soja, para que o motor atingisse, nas mesmas faixas de carga e de rotação, o mesmo torque de quando movido a diesel. Mediram-se, também, a pressão atmosférica, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo seco para realizar a correção de potência, cujos valores encontrados foram 95,5 kPa, 24 °C e 31 °C, respectivamente. Efetuando-se as contas pela ISO 1585, o fator de correção de potência é 1,060711 para essas condições.

Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Medição de consumo na adição de etanol hidratado em conjunto com biodiesel de soja

Rotação (rpm)	Torque biodiesel (kgf)	Torque pretendido (kgf)	Diferença de torque (kgf)	Consumo de etanol (g/s)	Consumo de etanol (Kg/h)
1000	32	35	3	0,37	1,32
1100	56	60	4	0,50	1,80
1300	93	100	7	0,89	3,20
1500	100	105	5	0,67	2,40
1700	98	105	7	0,89	3,20
1900	90	100	10	1,28	4,60
2000	88	95	7	0,89	3,20
2200	78	85	7	0,89	3,20
2300	69	75	6	0,81	2,90
2400	56	60	4	0,50	1,80
2500	28	30	2	0,23	0,84

Independentemente da rotação, ocorreu que o consumo de etanol foi constante para cada torque que deverá ser acrescentado ao motor. Os valores repetidos foram 4 e 7 kgf, e os volumes de etanol necessários para produzir essa força foram 0,50 e 0,80 g/s.

Pode-se explicar o fato devido ao motor trabalhar com mistura pobre, em todas as faixas de rotação, na carga testada. O etanol hidratado é completamente consumido nessa situação.

Observou-se, também, que a relação entre o torque pretendido e o consumo de etanol é linear.

No gráfico da Figura 87, apresenta-se a relação entre consumo de etanol (kg/h) e torque pretendido (kgf) . A linha de tendência está pontilhada e é linear.

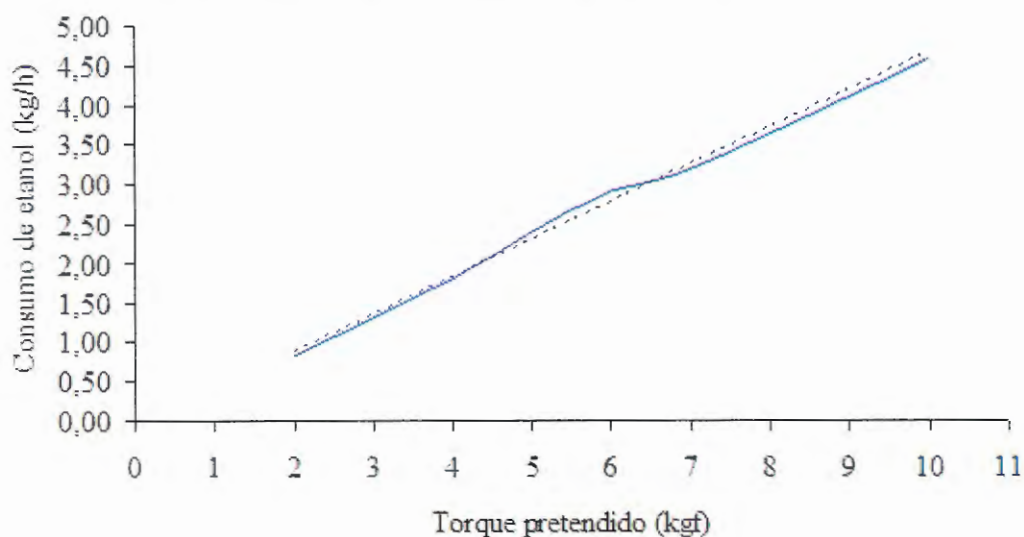


Figura 87. Gráfico de consumo de etanol (kg/h) x torque (kgf)

5.2 – MEDIÇÕES DE EMISSÕES

5.2.1 – Emissões de CO₂, HC e NO_x

Efetuarão-se as medições de emissões utilizando-se dos três combustíveis: diesel, biodiesel etílico de soja e etanol em conjunto com biodiesel etílico de soja. Foram realizadas três medições para cada combustível.

5.2.1.1 – Medições de emissões utilizando diesel como combustível

Os valores médios obtidos de emissões com o óleo diesel como combustível estão apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Medição de emissões de poluentes no motor quando movido a diesel.

Ponto	CO	HC (ppm)	NOx (ppm)
1	0,01%	19	2,05
2	0,01%	16	5,36
3	0,01%	15	10,19
4	0,02%	19	14,76
5	0,03%	43	9,71
6	0,05%	21	7,46
7	0,01%	27	2,29
8	0,00%	17	7,57
9	0,00%	17	6,91
10	0,00%	11	6,07
11	0,01%	9	4,71
12	0,01%	10	4,33
13	0,01%	10	2,07
Média	0,02%	20	6,80

Como os valores medidos de CO ficaram próximos da resolução do aparelho (0,01%) em várias medições, descartaram-se as medidas realizadas.

5.2.1.2 – Medições de emissões utilizando biodiesel etílico de soja como combustível

Na Tabela 13, apresentam-se os valores médios de emissões obtidas com biodiesel etílico de soja.

Tabela 13 – Medição de emissões de poluentes no motor quando movido a biodiesel etílico de soja

Ponto	CO	HC (ppm)	NOx (ppm)
1	0,00%	1	1,29
2	0,00%	0	5,27
3	0,00%	4	11,06
4	0,01%	6	17,66
5	0,02%	1	11,97
6	0,01%	1	7,32
7	0,00%	5	1,61
8	0,00%	1	7,94
9	0,00%	4	7,48
10	0,00%	7	6,40
11	0,00%	3	5,53
12	0,01%	7	4,41
13	0,00%	2	0,94
Média	0,01%	2	7,10

Como os valores medidos de CO ficaram próximos da resolução do aparelho (0,01%) em várias medições, descartaram-se as medidas realizadas.

5.2.1.3 – Medições de emissões utilizando biodiesel etílico de soja como combustível

Efetuiu-se a medição de emissões na injeção de etanol hidratado em conjunto com o biodiesel etílico de soja. Nesta etapa, mediram-se temperaturas antes da injeção do etanol (T1), no coletor de admissão do motor (T2) e a diminuição de temperatura observada no fluido de admissão do motor. Os resultados encontrados estão mostrados na Tabela 14. É importante salientar a diminuição da temperatura do ar de admissão por meio da injeção de etanol hidratado.

Tabela 14 – Medição de emissões de poluentes no motor quando movido a biodiesel de soja, com injeção suplementar de etanol hidratado. Inclui as temperaturas antes do injetor de álcool, no coletor de admissão, e a queda de temperatura ocorrida com a injeção de etanol hidratado.

Ponto	CO	HC (ppm)	NOx (ppm)	T1 (°C)	T2 (°C)	Varição (°C)
1	0,00%	16	0,88	34	29	5
2	0,05%	63	4,49	36	29	7
3	0,03%	29	9,78	36	28	8
4	0,03%	27	16,10	37	25	12
5	0,03%	14	10,24	42	26	16
6	0,03%	7	6,97	49	29	20
7	0,01%	24	1,43	36	32	4
8	0,05%	34	7,18	44	30	14
9	0,06%	41	6,24	42	28	14
10	0,06%	53	5,31	41	26	15
11	0,00%	5	5,64	40	26	14
12	0,01%	4	4,66	39	26	13
13	0,00%	3	1,28	35	31	4
Média	0,03%	21	6,45			

Como os valores medidos de CO ficaram próximos da resolução do aparelho (0,01%) em várias medições, descartaram-se as medidas realizadas.

5.2.1.4 – Comparação das Medições Realizadas de Emissões

Na Tabela 15, apresenta-se a comparação das emissões de HC e NOx entre diesel e biodiesel.

Houve redução de emissão de HC e aumento na emissão de NOx, quando se utilizou o biodiesel etílico de soja como combustível, em comparação com o diesel. LEAL (2007), efetuando substituição total de diesel por biodiesel de soja, em um motor gerenciado eletronicamente, marca Mercedes Benz, modelo OM-904 LA, ciclo Diesel de

injeção direta, obteve redução de cerca de 32% nas emissões de CO, 18% nas emissões de HC e aumento de cerca de 23% nas emissões de NOx. Os resultados foram diferentes, pois as condições de medições também foram diferentes, inclusive as normas de medições adotadas. Os combustíveis usados também foram diferentes (biodiesel metílico de soja x biodiesel etílico de soja).

MCCORMICK e ALLEMAN (2005) também verificaram diminuição nas emissões de HC e aumento nas emissões de NOx quando substituíram o diesel por biodiesel.

Tabela 15 – Comparação de emissões utilizando-se de diesel e depois de biodiesel etílico de soja como combustível

Combustível	HC (ppm)	NOx (ppm)
Diesel	20	6,80
Biodiesel	2	7,10
Diferença (%)	90,00%	-4,41%

Na Tabela 16, apresentam-se as emissões medidas utilizando-se de diesel e depois de etanol hidratado em conjunto com biodiesel etílico de soja como combustível.

Tabela 16 – Comparação de emissões utilizando-se de diesel e depois de biodiesel etílico de soja como combustível

Combustível	HC (ppm)	NOx (ppm)
Diesel	20	6,80
Biodiesel e álcool	21	6,45
Diferença (%)	-5,00%	5,15%

Houve aumento na emissão de HC, com diminuição na emissão de NOx, quando se utilizou o etanol hidratado em conjunto com o biodiesel de soja como combustível, em comparação com o diesel.

CHEN et al. (1981), BROUKHIYAN et al. (1981) e ODAKA (1992) obtiveram redução na emissão de NOx quando injetaram álcool juntamente com diesel em motor de ignição por compressão. HEISEY et al. (1981) e ODAKA (1992) obtiveram redução na emissão de NOx e aumento na emissão de CO na injeção de etanol em motor do ciclo diesel. ODAKA (1992) observou aumento na emissão de HC.

Os autores, com exceção de Odaka, que não explica os motivos, atribuem a diminuição de NOx a uma queda na temperatura de combustão.

HEISEY et al. (1981) atribuem o aumento na emissão de CO ao alto calor latente de vaporização do álcool e a uma possível diminuição na temperatura na câmara de combustão. ODAKA (1992) não explica o motivo da alteração.

5.2.1.5 – Medição de opacidade

Os resultados de opacidade da fumaça estão apresentados na Tabela 17, na qual se encontram as leituras médias de cada tratamento e as médias das quatro últimas medidas, conforme metodologia proposta.

Para verificar a influência da injeção de álcool na opacidade, realizaram-se os testes com diesel, injetando-se a quantidade que seria introduzida no biodiesel.

De acordo com a Tabela 17, quando se injetou álcool no diesel, a opacidade da fumaça reduziu cerca de 17,4% em virtude da maior eficiência da combustão, confirmando a afirmação de Lestz (1984). Para os tratamentos biodiesel e biodiesel com

injeção de álcool, a opacidade teve redução a ponto de as medidas serem menores do que o limite de sensibilidade do equipamento. Esses últimos resultados estão de acordo com os encontrados por Lopes (2006).

Tabela 17 – Opacidade da fumaça – diesel e diesel com injeção de álcool

Leitura	Rotação (rpm)		Opacidade		Limite
	Lenta	Corte	Diesel	Diesel Injeção de álcool	
1	800	2500	0,40	0,36	2,00
2	800	2500	0,39	0,33	2,00
3	800	2500	0,41	0,38	2,00
4	800	2500	0,45	0,35	2,00
5	800	2500	0,43	0,37	2,00
6	800	2500	0,44	0,38	2,00
7	800	2500	0,50	0,41	2,00
8					
9					
10					
	Média Geral		0,46 (m ⁻¹)	0,38 (m ⁻¹)	2,00 (m ⁻¹)

5.3 – TESTE DO CONTROLADOR DE INJEÇÃO DE ETANOL EM CONJUNTO COM BIODIESEL DE SOJA

Os parâmetros utilizados para a determinação de funcionamento do controlador foram posição do acelerador, rotação e pressão do turbo.

Como o teste foi efetuado a plena carga, não se variou a posição do acelerador. O valor lido para posição máxima do acelerador foi de 12,3 V.

5.3.1 – Medição das pressões de turbo em função da rotação

Efetuar-se medições de pressão de turbo a plena carga em função da rotação, utilizando-se diesel como combustível. Os resultados estão apresentados na Tabela

Tabela 18 – Medição da pressão de turbo em função da rotação

Rotação (rpm)	Pressão Turbo (bar)
1000	2,027
1200	2,229
1400	2,432
1500	2,544
1800	2,435
2000	2,326
2200	2,217
2400	2,109
2500	1,999

5.3.2 – Medições de potência, de torque e de consumo da injeção de etanol hidratado pelo controlador construído para o experimento em conjunto com biodiesel de soja

Efetuiu-se o teste do controlador de injeção de etanol em conjunto com biodiesel a plena carga. Mediram-se também a pressão atmosférica, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo seco para realizar correção de potência, cujos valores encontrados foram 95,5 kPa, 24 °C e 31 °C, respectivamente. Efetuando-se as contas pela NBR 1585, o fator de correção de potência é 1,060711 para essas condições.

Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 19.

O gráfico do torque lido em função da rotação é apresentado na Figura

Tabela 19 – Medição de torque e de consumo utilizando injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel etílico de soja como combustível

Rotação (rpm)	Torque lido (Nm)	Potência (cv)	Potência corrigida (cv)	Potência corrigida (kW)	Consumo de etanol (kg/h)	Consumo específico (g/kWh)
1000	363	36	38	28	1,92	392
1100	579	66	70	51	1,92	339
1300	990	130	138	101	3,36	290
1500	1040	159	169	124	2,88	241
1700	1040	180	191	140	3,84	250
1900	990	190	202	148	4,80	266
2000	951	194	206	151	4,06	283
2200	843	187	198	146	3,19	300
2300	745	175	185	136	3,19	317
2400	588	144	153	112	1,92	341
2500	304	78	82	60	1,39	356

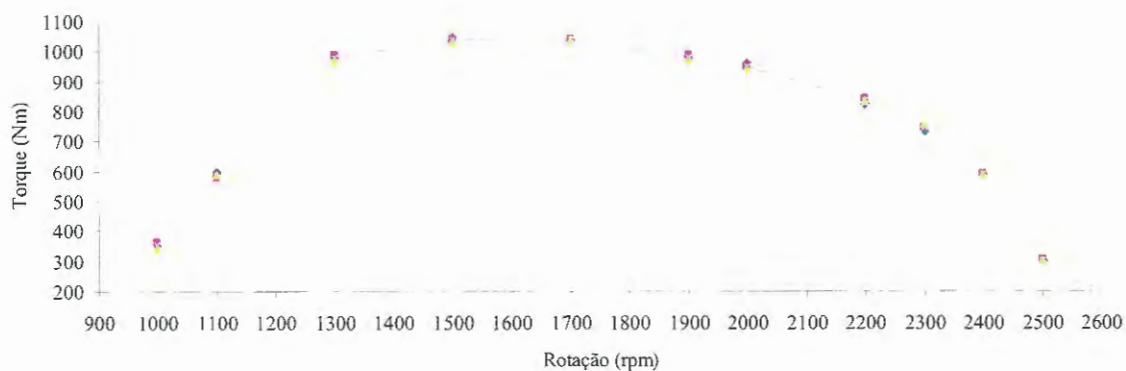


Figura 88. Gráfico de torque em função da rotação

O gráfico da potência corrigida em função da rotação é apresentado na Figura 89.

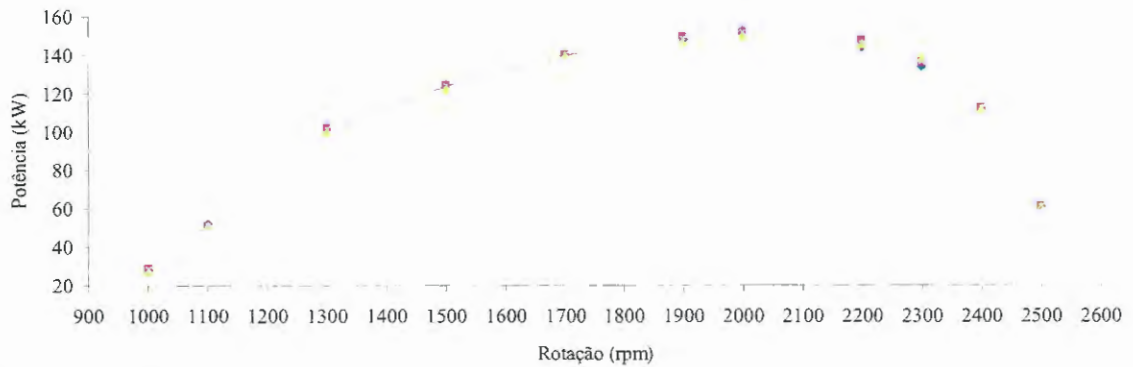


Figura 89. Gráfico de potência em função da rotação

O gráfico do consumo específico em função da rotação é apresentado na Figura 90.

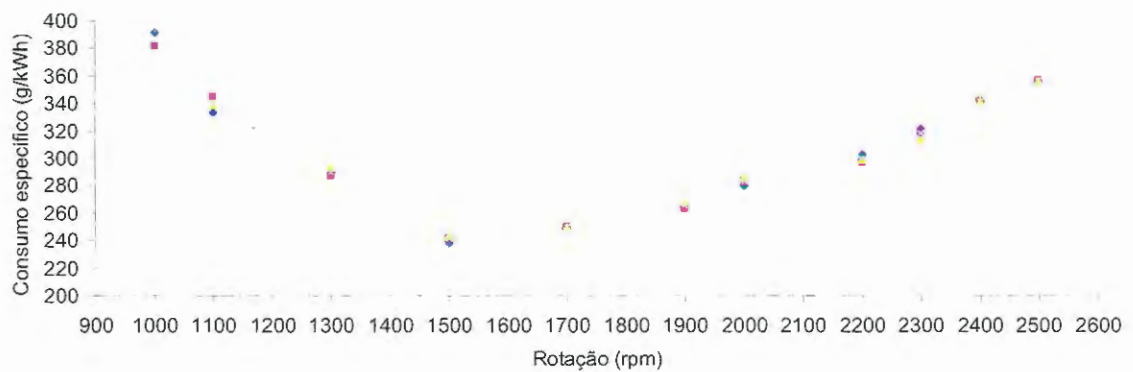


Figura 90. Gráfico de consumo específico em função da rotação

5.3.3 – Comparações gráficas entre potência e consumo específico utilizando biodiesel e, posteriormente, etanol hidratado injetado em conjunto com biodiesel de soja equipado com o controlador automático de injeção

Na Tabela 20, apresenta-se a potência corrigida encontrada quando o motor foi movido a biodiesel de soja com injeção suplementar de etanol hidratado, equipado

com o controlador automático de injeção de álcool, com as mesmas condições de funcionamento quando utilizando diesel.

As potências foram semelhantes e mostraram que o controlador automático de injeção de álcool funcionou corretamente.

Foi realizada a aferição apenas para plena aceleração; mas, mesmo assim, só foram utilizadas 36% da memória ROM (espaço de memória dedicado a armazenar o código do programa do usuário) e 25% da memória RAM (espaço de memória destinado a armazenamento de valores temporários) do PIC16F876A.

Tabela 20 – Comparação de potência do motor utilizando diesel e injeção de álcool pelo controlador em conjunto com biodiesel

Rotação (rpm)	Potência corrigida diesel (kW)	Potência corrigida etanol e biodiesel (kW)	Diferença (%)
1000	27	28	3,7%
1100	51	51	0,0%
1300	101	101	0,0%
1500	123	124	0,8%
1700	139	140	0,7%
1900	148	148	0,0%
2000	148	151	2,0%
2200	146	146	0,0%
2300	134	136	1,5%
2400	112	112	0,0%
2500	58	60	3,4%

No gráfico da Figura 91, apresenta-se a potência obtida tendo biodiesel e depois injeção de álcool em conjunto com biodiesel como combustível.

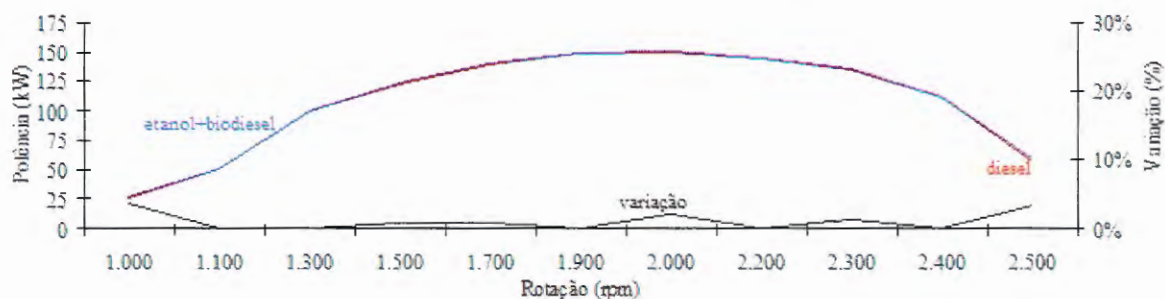


Figura 91. Gráfico comparando potências do motor movido a biodiesel e injeção de etanol em conjunto com biodiesel

O gráfico da Figura 92 compara o consumo específico obtido tendo diesel e depois biodiesel como combustível, no teste a plena carga.

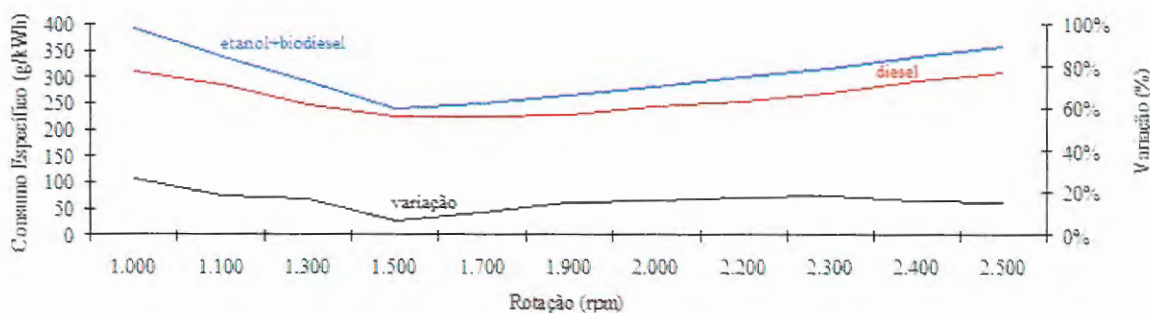


Figura 92. Gráfico comparando consumos específicos do motor funcionando a biodiesel e álcool em conjunto com biodiesel

Nesse caso, o consumo específico de biodiesel em conjunto com álcool é maior que o de diesel em todas as rotações. A explicação para o ocorrido é devido ao maior poder calorífico do diesel em relação ao etanol hidratado e ao biodiesel de soja.

5.4 – COMPARAÇÃO ENERGÉTICA ENTRE OS TRÊS COMBUSTÍVEIS

Efetua-se a comparação de consumo levando-se em consideração a quantidade energética em cada combustível utilizado.

O cálculo é efetuado pegando-se o poder energético em kcal/l e dividindo-se pela densidade em kg/l. Com isso, consegue-se o valor energético do combustível, em kcal/kg. Efetuando-se a conversão de kcal para kJ, multiplicando-se pelo consumo horário em kg e dividindo-se pela potência do motor em kW, consegue-se o consumo energético em kJ/kWh.

Os resultados encontrados estão apresentados na Tabela 21.

TABELA 21 - Comparação de consumo energético em kJ/kWh, em função da rotação do motor em rpm, utilizando-se do diesel, do biodiesel de soja e de injeção de etanol hidratado em conjunto com biodiesel de soja como combustíveis

Rotação (rpm)	Consumo energético diesel (kJ/kWh)	Consumo energético biodiesel (kJ/kWh)	Consumo energético etanol e biodiesel (kJ/kWh)
1000	16353	16571	17010
1100	15140	14718	14953
1300	13093	12579	12782
1500	11920	10494	10651
1700	11936	10962	11025
1900	12153	11793	11677
2000	12835	12854	12528
2200	13454	13775	13333
2300	14181	14738	14122
2400	15416	15786	15251
2500	16314	16784	15879

Outra maneira de mostrar os resultados é por meio do gráfico representado na Figura 93.

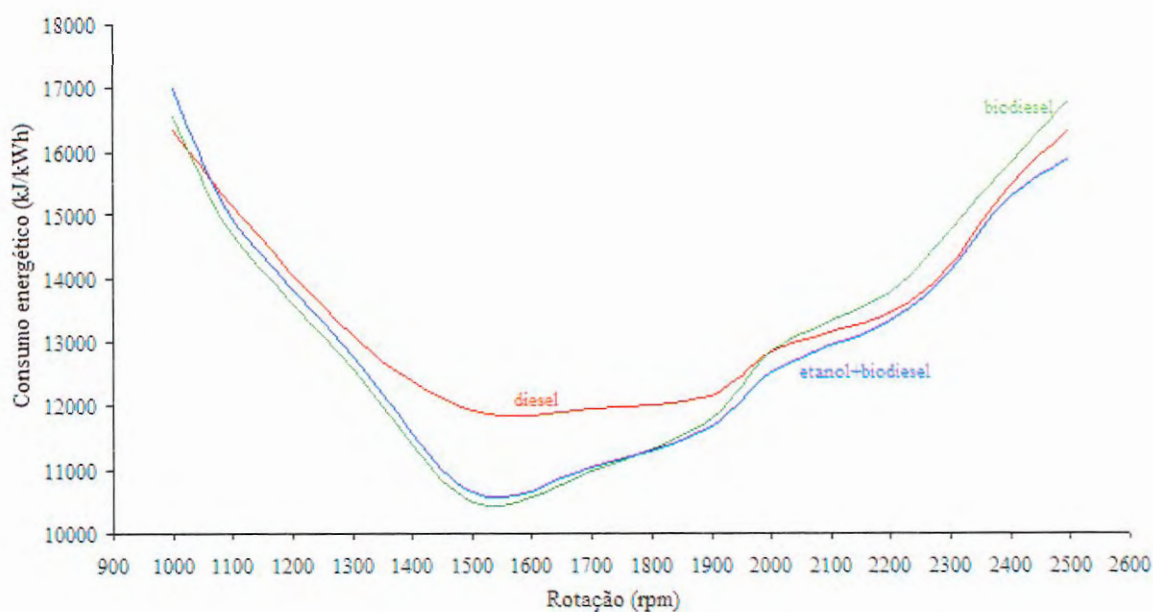


Figura 93. Gráfico de consumo energético, em kJ/kWh, com diesel, biodiesel de soja e injeção de etanol em conjunto com biodiesel de soja

Em baixas rotações, nas condições testadas, até 1000 rpm, o melhor consumo energético foi do diesel. Após essa rotação e até 1800 rpm, o biodiesel de soja passa a ter o melhor consumo energético. Em rotações mais elevadas, de 1800 a 2500 rpm, a injeção de etanol hidratado, em conjunto com biodiesel de soja, passa a ser mais vantajosa em termos energéticos, para esse motor.

Como o motor é controlado eletronicamente e não foi possível alterar a configuração original, entende-se que, em baixas rotações, a correção automática foi realizada de modo mais eficiente. Além disso, a perda de potência não foi proporcional à perda de energia dos combustíveis testados, em comparação ao diesel.

O resultado obtido confirma as afirmações de CHEN et al. (1981) que obtiveram melhora de eficiência e HEISEY e LESTZ (1981) que conseguiram pequenas melhorias de eficiência térmica, ambos em cargas altas. Ratifica também o estudo de

BROUKHIYAN e LESTZ (1981), de que a injeção de álcool vaporizado aumenta a eficiência térmica do motor em cargas mais elevadas.

Com o aumento da rotação e o aumento no consumo horário de combustível, no caso da injeção de etanol em conjunto com biodiesel, houve maior diminuição na temperatura de combustão.

6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A utilização de biodiesel de soja reduziu a potência e aumentou o consumo específico, bem como reduziu a emissão de HC e a opacidade da fumaça; entretanto, elevou a emissão de NOx comparada ao motor funcionando com óleo diesel.

A injeção suplementar de álcool corrigiu a redução de potência em decorrência do uso de biodiesel e melhorou o nível de emissão de NOx, porém aumentou a emissão de HC. Ambas as medições foram em relação ao motor funcionando com óleo diesel.

O controlador eletrônico para injeção suplementar de álcool proposto funcionou a contento, contudo, necessita ser aprimorado para utilização em escala. Entre os aprimoramentos necessários, estão o uso em todas as faixas de aceleração, com as respectivas medições de potência e de torque, e um número maior de horas de teste para a avaliação dos componentes eletrônicos.

Como sugestões para futuros trabalhos, pode-se destacar o monitoramento da câmara de combustão para cada combustível, examinar comportamento entre a mistura de álcool anidro com biodiesel e a injeção de álcool anidro em conjunto com biodiesel, determinar a máxima quantidade de álcool possível de ser injetada em conjunto com biodiesel sem haver saturação, redimensionar o tamanho do radiador de ar em função do abaixamento da temperatura do ar de admissão do motor, ocasionada pela injeção de álcool, e verificar a influência do posicionamento da válvula injetora de álcool na diminuição da temperatura do ar de admissão.

REFERÊNCIAS*

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14489**: Motor diesel – análise e determinação dos gases e do material particulado emitidos por motores do ciclo diesel – Ciclo de 13 pontos. Rio de Janeiro, 2000.

BEYOND PETROLEUM. Quantifying energy. BP Statistical Review of World Energy. June 2006. Disponível em <http://www.bp.com/liveassets/bp_internet/globalbp/globalbp_uk_english/reports_and_publications/statistical_energy_review_2006/STAGING/local_assets/downloads/pdf/statistical_review_of_world_energy_full_report_2006.pdf>. Acesso em: 25 mar. 2007.

BROUKHIYAN, E. M. H.; LESTZ, S. S. **Ethanol fumigation of a light duty automotive diesel engine**. Paper SAE 811209, Pennsylvania, p. 15-25, 1981.

CADDET. **Ethanol-powered buses reduce vehicle emissions in stockholm**. Disponível em: <http://www.cai-infopool.org/downloads/ethanol-bus_sweden_caddet.pdf>. Acesso em: 13 abr. 2003.

CHEN, J.; Gussert, D.; GAO, X.; GUPTA, C.; FOSTER, D. **Ethanol fumigation of a turbocharged diesel engine**. Paper SAE 810680, Peoria, Illinois, 14p., abril 1981.

DAIMLER CHRYSLER. **Informações técnicas O 500**. Copyright Daimler Chrysler do Brasil Ltda–1ª edição–CÓDIGO: B09922772: catálogo. São Paulo, 2003. 155p.

GARCIA, C. **Modelagem e simulação de processos industriais e de sistemas eletromecânicos**. 2. ed. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2005. 678p.

GOLDEMBERG, J. **Energia, meio ambiente e desenvolvimento**. São Paulo: Editora Edusp. 1988. 233p.

HEISEY, J.B.; LESTZ, S. S. **Aqueous alcohol fumigation of a single-cylinder di diesel engine**. Paper SAE 811208, Pennsylvania, 14p.,1981.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. USA: Editora McGraw-Hill, 1988. 930 p.

* De acordo com:

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6023**: informação e documentação: referências: elaboração. Rio de Janeiro, 2002.

INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. **ISO 1585**: Road Vehicles - Engine test code - Net Power. 3. ed. 1992. 29p.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Climate change and biodiversity**. IPCC Technical Paper V. Abril de 2002. ISBN: 92-9169-104-7. 77p. Disponível em: <<http://www.ipcc.ch/pub/tpbiodiv.pdf>>. Acesso em: 15 mar. 2007.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 1585**: Código de ensaio de motores-potência líquida . 1992.

JIANG, Q.; OTTIKUTTI, P.; VANGERPEN J.; VANMETER, D. **The effect of alcohol fumigation on diesel flame temperature and emissions**. Paper SAE 9000386, Detroit, Michigan, 26p., março 1990.

JOSEPH JR. H. (2003). **Vehicular application of ethanol fuel** - Volkswagen do Brasil. In: ISSCT Co-Products Workshop Ethanol Production and Use, 2003, Piracicaba.

LEAL, G. **Tecnologia de motores mercedes-benz para uso de biodiesel**. Disponível em: <http://www.transportes.rj.gov.br/downloads/Biodiesel%20B5_Rio%20de%20Janeiro_Gilberto%20Leal.pdf>. Acesso em: 9 ago. 2007.

LESTZ, S.S. **Utilization of alternative fuels in diesel engines**. The Pennsylvania State University. Pennsylvania, 69p., 1984.

LOPES, A.. **Biodiesel em trator agrícola: Desempenho e Opacidade**. 2006. 157f. Tese (Livre-Docência) – Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias, Universidade Estadual Paulista, Jaboticabal, 2006.

MACEDO, I. de C. **A energia da cana-de-açúcar: Doze estudos sobre a agroindústria da cana-de-açúcar no Brasil e a sua sustentabilidade**. São Paulo: Berlendis Editores Ltda., 2005. 245p.

MARTINS, D. J. M. **Biodiesel, a alternativa energética brasileira para o setor de transportes público e de cargas**. Disponível em: <<http://www.web-resol.org/textos/Biodiesel-Deraldo.pdf>>. Acesso em: 15 abr. 2007.

MATTOS, L. B. R. de. **A importância do setor de transportes na emissão de gases do efeito estufa – O Caso do Município do Rio de Janeiro**. 2001. 179f. Dissertação (Mestrado em Ciências em Planejamento Energético) – COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.

MCCORMICK, R. L.; ALLEMAN, T.L. **Effect of biodiesel fuel on pollutant emissions from diesel engines**. The Biodiesel Handbook. Champaign, Illinois, p. 163-165, 2005.

MCT. **Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel**. Brasília, jul. 2005. Disponível em: <<http://www.biodiesel.gov.br>>. Acesso em: 11 de julho de 2005.

MERCEDES BENZ. **Instruções complementares para motores a álcool aditivado**. Como é seu Mercedes-Benz a Álcool Aditivado OM-352 O-Código: A3455848996: catálogo. São Paulo, 1983. 8p.

MERCEDES BENZ. **O que é motor eletrônico**. Disponível em: <<http://www.motoreletronico.com.br/hotsite/main.htm>> Acesso em: 27 jan. 2008.

MIGUEZ, J. D. G. **Contribuições históricas por países nas emissões de três gases de efeito estufa (GEE)**. Outubro 2001. 46p. Disponível em: <<http://www.ivig.coppe.ufrj.br/doc/cont-gee.pdf>>. Acesso em: 7 mar. 2007.

MOSSMANN, A. **Efeito estufa**. Disponível em : <<http://www.alexmossmann.com>>. Acesso em: 17 ago. 2003.

NABLA. **Dinamômetros hidráulicos**: catálogo. São Paulo. 6p.

NOBRE, C. A. **Mudanças climáticas globais**: possíveis impactos nos ecossistemas do país. Disponível em: <<http://ftp.unb.br/pub/download/ipr/rel/parcerias/2001/3390.pdf>>. Acesso em: 7 mar. 2007.

OBERT, E. F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre: Editora Globo, 1971. 618p.

ODAKA, M.; KOIKE, N.; TSUKAMOTO, Y.; NARUSAWA, K. **Optimizing control of nox and smoke emissions from di engine with egr and methanol fumigation**. Paper SAE 920486, Detroit, Michigan, p. 121-129, fevereiro 1992.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 3.ed. Rio de Janeiro: Editora Prentice-Hall do Brasil Ltda., 1998. 813p.

PASSARINI, L. C. **Análise e projeto de válvulas injetoras**. São Carlos: Editora EESC – USP, 2002. 268p.

PASSARINI, L. C. **Projeto e análise de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível**: Uma Nova Proposta. 1993. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1993.

PEREIRA, A. S. **O Brasil e o Protocolo de Quioto**. Disponível em: <<http://www.comciencia.br/reportagens/clima/clima12.htm>>. Acesso em: 17 fev. 2008.

PLÁ, J.A. **Histórico do biodiesel e suas perspectivas**. Julho de 2003. Disponível em: <http://www8.ufrgs.br/decon/publionline/textosprofessores/pla/hist_rico.doc>. Acesso em: 15 abr. 2007.

PROCONVE/PROMOT. **Infoserv**. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/proconve/login.php>>. Acesso em: 17 fev. 2008.

PROCONVE/PROMOT. Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores. **Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores**. Volumes 1 e 2. 2.ed. Brasília: IBAMA, 1998. 181p.

RAHDE, S.B. **Motores de combustão interna**. Disponível em : <<http://www.em.pucrs.br/~sergio/PDF/Motores03.PDF>>. Acesso em: 29 março 2003.

RIBEIRO, S. K. Competitividade do Biodiesel no Mercado de Combustíveis no Brasil. In: Seminário Biodiesel: Expandindo o Uso, 2005, São Paulo.

SAGAN, C. **Cosmos**. Rio de Janeiro: Editora Francisco Alves. 1982. 364p.

SCANIA. **Scania leads development**: Growing demand for ethanol-powered buses. Disponível em: <http://www.scania.com/about/news/events/archive/1997/kortrijk/press_13696.asp#>. Acesso em: 19 abr. 2003.

SCARPINELLA, G. D'Almeida. **Reflorestamento no Brasil e o Protocolo de Quioto**. 2002. 182f. Dissertação (Mestrado em Energia) – Instituto de Eletrotécnica e Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

SCHUCHARDT, U.; RIBEIRO, M. L.; GONCALVES, A. R. A indústria petroquímica no próximo século: como substituir o petróleo como matéria-prima? **Quím. Nova.**, São Paulo, v. 24, n. 2, 2001 p.247-251. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0100-40422001000200016&lng=pt&nrm=iso>. Acesso em: 5 mar. 2007. Pré-publicação. doi: 10.1590/S0100-40422001000200016

SECONS. **Original Mercedes-Benz Diagnosis System**. Disponível em: <http://auto-diagnostics.info/Mercedes_star_diagnosis>. Acesso em: 17 fev. 2008.

SHAPIRO, H. N.; MORAN, M. J. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 681p.

SHELL. **Informações técnicas de lubrificantes Shell – Principais Produtos Shell e Suas Aplicações**: catálogo. Rio de Janeiro, 1991. 209p.

SILVA, E. da. **Injeção eletrônica de motores diesel**: EDe. PLD. UI e Commom Rail : conceitos básicos, funcionamento e manutenção. São Paulo: Ensino Profissional Editora, 2006. 125p.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. Volumes 1 e 2. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1995. 558 p. e 531p.

TECNOMOTOR. **Manual de operação – TM 131 – Analisador de Gases**: catálogo. São Carlos, 2007. 36p.

TECNOMOTOR. **Manual de operação – TM 133 – Opacímetro**: catálogo. São Carlos, 2007. 12p.

TRATORES VALMET ÁLCOOL. **Adendo do manual do operador Valmet 88/118/118-4 álcool-código 259110**: catálogo. São Paulo, 1983. 15p.

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. **Diretrizes para apresentação de dissertações e teses da USP**: documento eletrônico e impresso. São Paulo: SIBi-USP, 2004.

URQUIAGA, S.; ALVES, B. J. R.; BOODEY, R. M.. Produção de biocombustíveis: A questão do balanço energético. **Revista de Política Agrícola**, 2005, vol.1, p. 42-46. Disponível em: <http://www.agronegocios-e.com.br/agr/down/artigos/Po1_Agr_1_2005_Art06.pdf>. Acesso em: 1º mar. 2007.

XAVIER, C. R. **Redução da emissão de poluentes utilizando emulsão de diesel-água como combustível**. Disponível em : <<http://143.54.70.55/pss/diploct/xavier.pdf>>. Acesso em: 25 ago. 2007.

YOKAYO. **A history of the diesel engine**. Disponível em: <http://www.ybiofuels.org/bio_fuels/history_diesel.html>. Acesso em: 1º jun. 2005.

APÊNDICE 1 – MEDIÇÃO DE OPACIDADE

I – MEDIÇÃO DE OPACIDADE UTILIZANDO DIESEL COMO COMBUSTÍVEL

Dados do motor

Fabricante: Mercedes Benz do Brasil

Combustível: Diesel

Dados da inspeção

Data: 12-10-2007

Código do inspetor: LAMMA – UNESP – JABOTICABAL

1 – Resultados do teste de aceleração:

- a) Rotação de marcha lenta: 800 rpm
- b) Rotação de corte: 2500 rpm

2 – Condições do teste

- a) Umidade relativa: 54%
- b) Temperatura do ar: 31 °C
- c) Pressão atmosférica: 95,5 kPa
- d) Altitude do local de ensaio: 562 m

3 – Características do motor

- a) Turbo: SIM
- b) Limite de opacidade: 2,00 (m^{-1})

Medição 1 da opacidade utilizando diesel como combustível

Amostra	Rotação de marcha lenta	Rotação de corte	Opacidade	Máximo
	rpm	rpm	m ⁻¹	
1	800	2500	0,51	2,00
2	800	2500	0,45	2,00
3	800	2500	0,42	2,00
4	800	2500	0,46	2,00
5	800	2500	0,45	2,00
6	800	2500	0,41	2,00
7	800	2500	0,48	2,00
8	-	-	-	2,00
9	-	-	-	2,00
10	-	-	-	2,00
	Média		0,45	

RESULTADO DO TESTE

APROVADO

Medição 2 da opacidade utilizando diesel como combustível

Amostra	Rotação de marcha lenta	Rotação de corte	Opacidade	Máximo
	rpm	rpm	m ⁻¹	
1	800	2500	0,35	2,00
2	800	2500	0,35	2,00
3	800	2500	0,43	2,00
4	800	2500	0,42	2,00
5	800	2500	0,44	2,00
6	800	2500	0,44	2,00
7	800	2500	0,56	2,00
8	-	-	-	2,00
9	-	-	-	2,00
10	-	-	-	2,00
	Média		0,47	

RESULTADO DO TESTE

APROVADO

Medição 3 da opacidade utilizando diesel como combustível

Amostra	Rotação de marcha lenta	Rotação de corte	Opacidade	Máximo
	rpm	rpm	m ⁻¹	
1	800	2500	0,34	2,00
2	800	2500	0,36	2,00
3	800	2500	0,39	2,00
4	800	2500	0,48	2,00
5	800	2500	0,41	2,00
6	800	2500	0,46	2,00
7	800	2500	0,45	2,00
8	-	-		2,00
9	-	-		2,00
10	-	-		2,00
Média			0,45	

RESULTADO DO TESTE

APROVADO

II – MEDIÇÃO DE OPACIDADE UTILIZANDO INJEÇÃO DE ETANOL HIDRATADO EM CONJUNTO COM DIESEL

Dados do motor

Fabricante: Mercedes Benz do Brasil

Combustível: Injeção de álcool em conjunto com diesel

Dados da inspeção

Data: 12-10-2007

Código do inspetor: LAMMA – UNESP – JABOTICABAL

1 – Resultados do teste de aceleração:

a) Rotação de marcha lenta: 800 rpm

b) Rotação de corte: 2500 rpm

2 – Condições do teste

a) Umidade relativa: 54%

b) Temperatura do ar: 31 °C

c) Pressão atmosférica: 95,5 kPa

d) Altitude do local de ensaio: 562 m

3 – Características do motor

a) Turbo: SIM

b) Limite de opacidade: 2,00 (m^{-1})

Medição 1 da opacidade utilizando injeção de álcool em conjunto com diesel

Amostra	Rotação de marcha lenta	Rotação de corte	Opacidade	Máximo
	rpm	rpm	m ⁻¹	
1	800	2500	0,36	2,00
2	800	2500	0,37	2,00
3	800	2500	0,38	2,00
4	800	2500	0,36	2,00
5	800	2500	0,39	2,00
6	800	2500	0,36	2,00
7	800	2500	0,41	2,00
8	-	-	-	2,00
9	-	-	-	2,00
10	-	-	-	2,00
	Média		0,38	

RESULTADO DO TESTE

APROVADO

Medição 2 da opacidade utilizando injeção de álcool em conjunto com diesel

Amostra	Rotação de marcha lenta	Rotação de corte	Opacidade	Máximo
	rpm	rpm	m ⁻¹	
1	800	2500	0,35	2,00
2	800	2500	0,30	2,00
3	800	2500	0,36	2,00
4	800	2500	0,33	2,00
5	800	2500	0,30	2,00
6	800	2500	0,42	2,00
7	800	2500	0,35	2,00
8	-	-	-	2,00
9	-	-	-	2,00
10	-	-	-	2,00
	Média		0,35	

RESULTADO DO TESTE

APROVADO

Medição 3 da opacidade utilizando injeção de álcool em conjunto com diesel

Amostra	Rotação de marcha lenta rpm	Rotação de corte rpm	Opacidade m^{-1}	Máximo
1	800	2500	0,38	2,00
2	800	2500	0,32	2,00
3	800	2500	0,39	2,00
4	800	2500	0,36	2,00
5	800	2500	0,41	2,00
6	800	2500	0,36	2,00
7	800	2500	0,48	2,00
8	-	-	-	2,00
9	-	-	-	2,00
10	-	-	-	2,00
Média			0,40	

RESULTADO DO TESTE

APROVADO

APÊNDICE 2 – SISTEMA PLD USADO NOS MOTORES MERCEDES BENZ

O significado da sigla PLD em alemão é: pumpe = bomba, leitung = tubo e düse = injetor. Na Figura 94, apresenta-se o significado da referida expressão.

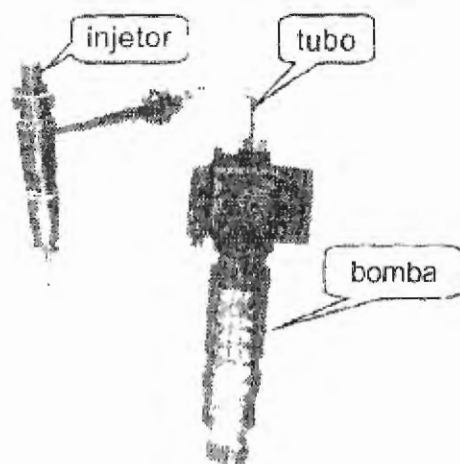


Figura 94. Sistema PLD do motor Mercedes Benz

Fonte: SILVA (2006)

Conforme Silva (2006), o gerenciamento eletrônico do motor visa ao atendimento das rígidas normas de emissão de poluentes. Para que os novos limites pudessem ser alcançados, foram necessárias modificações mecânicas e a implantação de um sistema com gerenciamento eletrônico para o controle do regime de funcionamento do motor. As alterações efetuadas foram: alta pressão de injeção para a redução do tempo de injeção e aumento da pulverização de combustível; aumento na quantidade e redução de diâmetro nos furos dos bicos para melhorar a pulverização do combustível, e posicionamento do bico de tal forma que o jato seja uniforme em toda a região da câmara de combustão.

O módulo virgem é um equipamento eletrônico com funções muito semelhantes às de um microcomputador. Possui processador, memória e programa, e é construído para trabalhar em ambientes difíceis, como na região do motor. Sua parte

eletrônica é o “hardware”. Na sua memória, foram gravados, pelo fabricante, um programa de computador e um conjunto de parâmetros fixos, que só podem ser alterados por quem o produziu. Esse módulo, por si só, não é capaz de controlar o motor, pois faltam-lhe informações que identificam com qual ele deverá trabalhar. Quando equipado com jogo de parâmetros básicos, já está apto a trabalhar com um motor, pois conhece suas características. Diz-se que está completo a partir do momento que receber toda a parametrização e ficar apto a desempenhar todas as funções, pois conhece as características do motor e os acessórios nele instalados (SILVA, 2006).

O módulo mantém todas as características do motor e memoriza eventuais códigos de falhas. Com a chave de contato ligada, inicia-se um processo de comunicação com outros módulos e leitura dos sensores; caso exista alguma falha, já pode haver a comunicação dessa falha. No instante da partida, o PLD verifica se não existe aviso de bloqueio de partida; caso não exista, calcula e aplica débito de partida de acordo com a temperatura do motor. Para fazer essa tarefa, precisa ler a temperatura do motor, acionar o motor de partida e localizar os êmbolos. A localização da posição dos pistões durante a partida é efetuada quando o motor começa a girar. É gerado um pulso elétrico no sensor que está no eixo do comando de válvulas, e o PLD interpreta esse pulso como sendo um sinal de que o pistão nº 1 está a 55° antes do PMS, no tempo de compressão (SILVA, 2006).

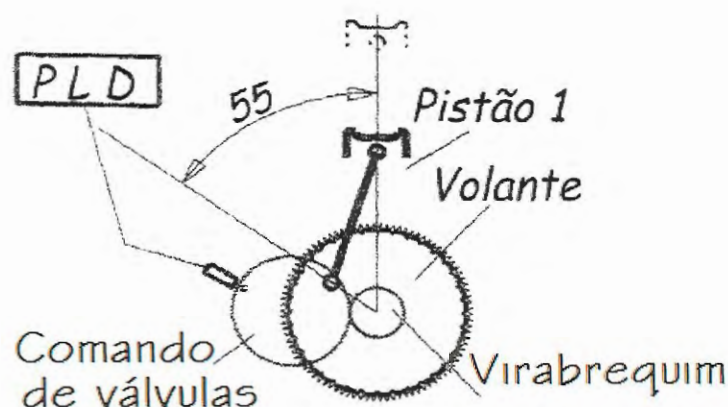


Figura 95. Sensor de posição instalado no comando de válvulas

Fonte: SILVA (2006)

Nesse estágio de funcionamento, o PLD já sabe qual será o ângulo de início de injeção. Suponha-se que tenha determinado o início de injeção a 15° antes do PMS; nesse caso, é necessário saber quanto tempo o pistão nº 1 precisa para deslocar-se de 55° antes do PMS até 15° antes do PMS, ou seja, um deslocamento de 40° . A informação de velocidade do pistão é gerada pela passagem de 36 orifícios a cada volta na frente de um sensor, o qual está montado no volante do motor (SILVA, 2006).

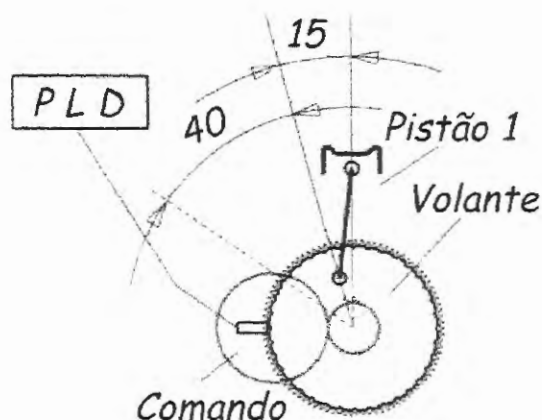


Figura 96. Sensor de posição instalado na roda fônica que está colocada na árvore de manivelas

Fonte: SILVA (2006)

A localização dos pistões após a partida é efetuada depois que o PLD reconhece a posição dos pistões e o tempo de compressão, passando a utilizar somente o sinal gerado pelo sensor que está no volante do motor. Nele, além do sinal de rotação, é gerado um sinal que indica que o pistão está a 65° antes do PMS, tanto no tempo de compressão como no tempo de exaustão; entretanto, o último sinal é desprezado (SILVA, 2006).

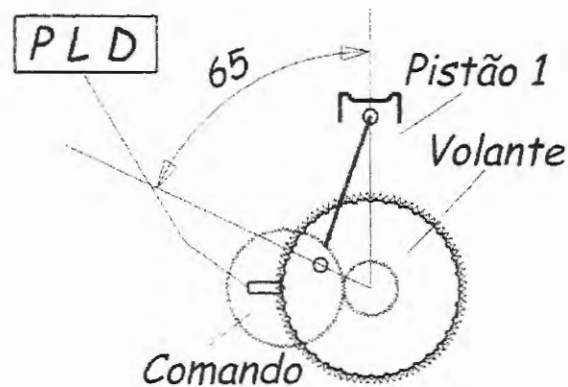


Figura 97. Roda fônica com o pistão a 65° antes do PMS

Fonte: SILVA (2006)

Quando há falha no funcionamento do sensor de comando, não há como o PLD identificar o tempo de compressão. Nesse caso, haverá um sinal elétrico nas unidades injetoras tanto no tempo de compressão como no tempo de exaustão (SILVA, 2006).

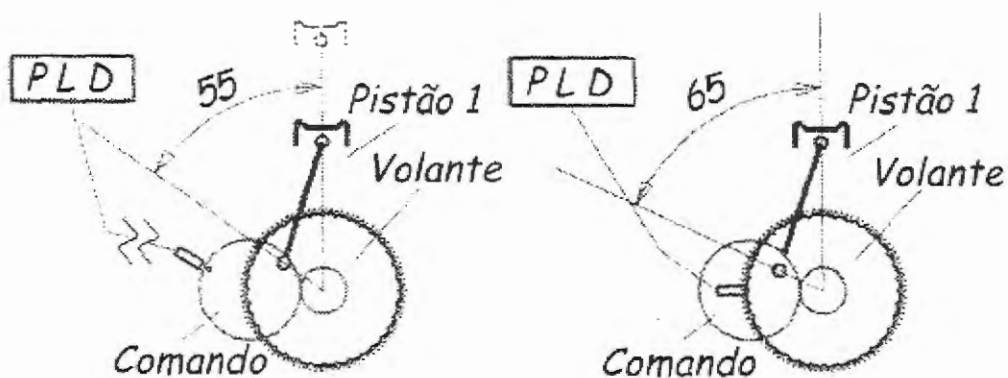


Figura 98. Funcionamento do sistema com falha no sensor do comando de válvulas

Fonte: DAIMLER CHRYSLER (2002)

Para o funcionamento com falha no sensor do volante, o PLD passa a trabalhar somente como sensor do comando; nesse caso, pode haver perda de potência do motor. O sinal de rotação é gerado por 12 orifícios que passam na frente do sensor a cada volta do eixo do comando (SILVA, 2006).

O início e o tempo de injeção determinam o trabalho a ser realizado pelo motor. O módulo necessita de várias informações para calcular esses valores. Essas informações são fornecidas pelo módulo de adaptação do veículo (ADM), pelos parâmetros gravados no PLD e pelos sensores distribuídos no motor (SILVA, 2006).

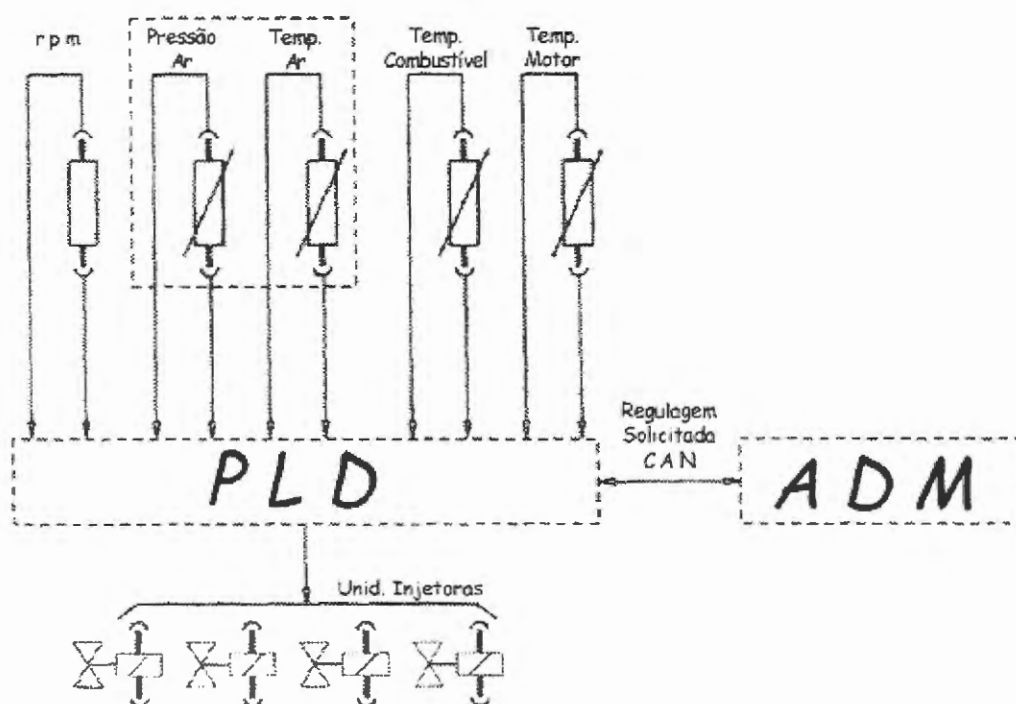


Figura 99. Esquema das informações para o funcionamento do módulo

Fonte: SILVA (2006)

A temperatura do motor é utilizada para a determinação da quantidade de combustível a ser injetada em função da facilidade que o motor terá de queimar o combustível. Um exemplo de erro na quantidade de combustível injetada é quando o motor está frio e é injetada maior quantidade de combustível, a qual o motor não tem capacidade de queimar devido a baixas temperaturas, liberando então fumaça branca pelo escapamento (SILVA, 2006).

A temperatura e a pressão do ar são utilizadas para o PLD determinar a quantidade de combustível a ser injetado, em função da quantidade de oxigênio disponível

para a sua queima. Quando o ar está frio e pressurizado, está mais denso e, portanto, contém mais oxigênio. Essa informação é muito importante, pois existe uma proporção correta de oxigênio x combustível que, quando não é respeitada, pode gerar problemas de potência, fumaça e até mesmo desgaste prematuro do motor (SILVA, 2006).

A rotação do motor é utilizada para o cálculo da quantidade de combustível a ser injetada; essa informação é importante por estar relacionada com a potência do motor e o tempo disponível para a queima do combustível. O PLD protege o turbo, diminuindo a potência máxima do motor em caso de o veículo estar trabalhando em condição na qual a pressão atmosférica é baixa. Para isso, o PLD utiliza a informação de pressão atmosférica gerada internamente por um sensor e um conjunto de parâmetros que indicam qual o turbo instalado no motor. Com relação à pressão do óleo do motor, a proteção oferecida é um aviso quando a pressão está abaixo de 50 kPa (0,5 bar) (SILVA, 2006).

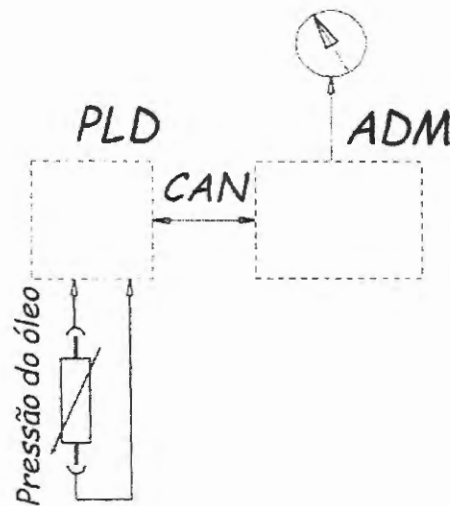


Figura 100. Sistema de proteção do motor para baixa pressão de óleo

Fonte: SILVA (2006)

O PLD gera sinal de aviso quanto ao valor da temperatura do líquido de arrefecimento do motor e executa um programa de redução da potência máxima disponível sempre que a temperatura ultrapassar 105 °C (SILVA, 2006).

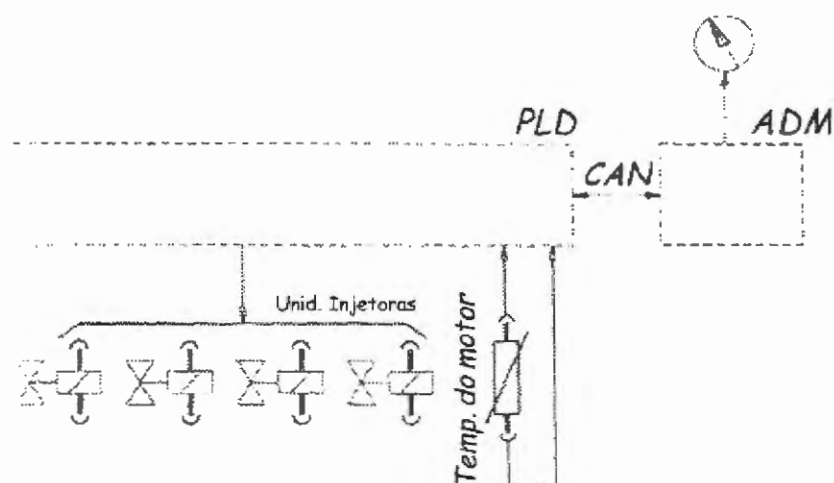


Figura 101. Sistema de proteção do motor para altas temperaturas do líquido de arrefecimento

Fonte: SILVA (2006)

O PLD gera sinal de aviso quando o nível de óleo está abaixo de um determinado valor. Para o cálculo do nível, são utilizadas informações de dois sensores: um deles (sensor de nível) gera um sinal dependente da temperatura e do nível do óleo; o outro (sensor de temperatura) gera um sinal que só depende da temperatura. Isso é feito para que o PLD seja capaz de reconhecer a diferença de nível do óleo causada pela diferença de temperatura. A leitura do sinal é feita de forma cíclica pelo PLD para que não seja gerada informação errada quando o óleo está em movimento. A medição correta depende da parametrização do tipo de sensor e do tipo de cárter que deve ser feita no PLD (SILVA, 2006).

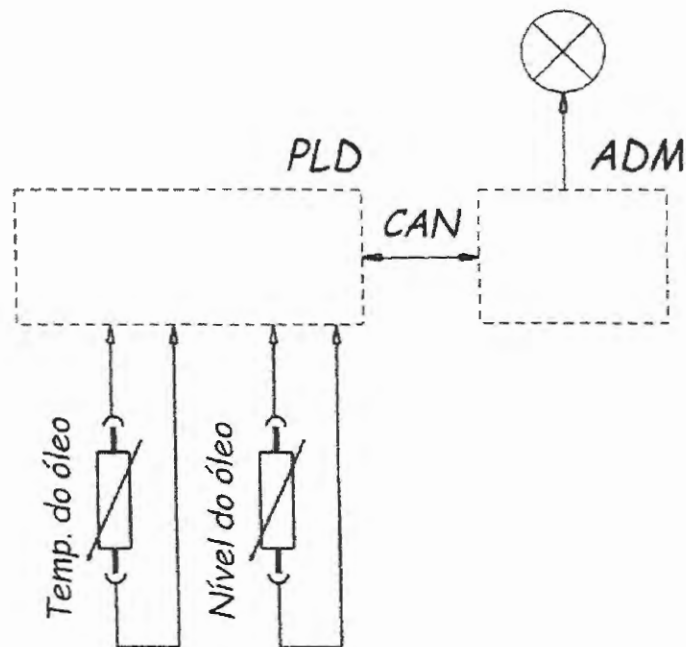


Figura 102. Sistema de proteção do motor para temperatura e nível de óleo

Fonte: SILVA (2006)

Durante o trabalho do motor, cada cilindro é responsável por deslocar o volante em um ângulo de 180° , no caso de motores de 4 cilindros, e 120° , no caso de motores de 6 cilindros. Quando um cilindro está em melhor estado do que o outro, o tempo necessário para esse deslocamento varia junto com a diferença que há entre os cilindros. Isso faz com que o motor funcione de maneira irregular. Para amenizar esse efeito, o PLD corrige a quantidade de combustível a ser injetado a cada cilindro, de forma que todos executem o trabalho de deslocar o volante em 180° ou 120° em um mesmo intervalo de tempo. Quando a correção é maior que 5%, é gerado um código de falha. Essa correção pode ocorrer sempre que houver qualquer problema que afete o funcionamento do cilindro (SILVA, 2006).

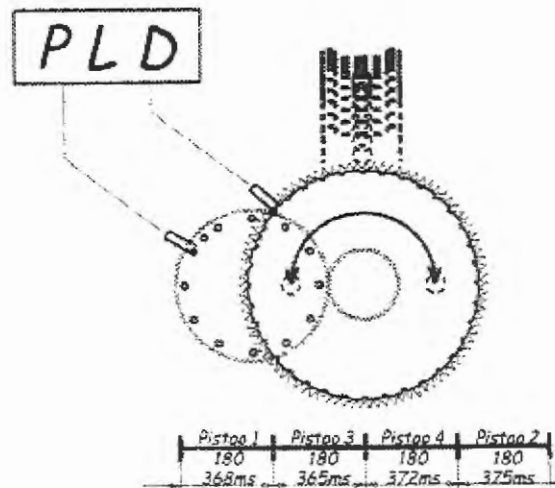


Figura 103. Ilustração do tempo de deslocamento angular do volante durante duas voltas.

Note que o cilindro 2 é o que apresenta o maior tempo de deslocamento angular.

Fonte: SILVA (2006)

Sensor de pressão e de temperatura do ar de admissão

O sensor de pressão e de temperatura do ar admitido pelo motor, localizado no coletor de admissão, tem a função de informar a pressão no coletor e a temperatura do ar aspirado. Essas informações, associadas à informação do sensor de rotação do motor, são utilizadas para o cálculo de massa de ar admitido pelo motor no tempo de admissão. São alimentados com 5 V e retornam tensão analógica variando de 0 a 4,5 V, dependendo da pressão (SILVA, 2006).

Na Figura 104, apresenta-se o sensor de temperatura e de pressão de ar do motor.



Figura 104. Sensor de temperatura e pressão do ar admitido

Pedal do acelerador

O pedal do acelerador tem um circuito eletrônico capaz de medir sua posição e transformá-la em um sinal elétrico que o módulo é capaz de reconhecer. Esse sinal é um conjunto de pulsos de frequência e amplitude fixas e de largura variada. A variação relaciona-se com o curso do pedal de forma diversa para estados de funcionamento do motor (DAIMLER CHRYSLER, 2003).

Nas Figuras 105 e 106, apresentam-se os sinais emitidos pelo acelerador nas posição de repouso (marcha lenta) e a plena carga, respectivamente.



Figura 105. Sinal elétrico emitido pelo pedal do acelerador na posição de repouso (marcha lenta).

Fonte: DAIMLER CHRYSLER (2003)



Figura 106. Sinal elétrico emitido pelo pedal do acelerador na posição de plena carga

Fonte: DAIMLER CHRYSLER (2003)

Sensor de rotação

Os sensores indutivos do volante e do comando são compostos de uma bobina enrolada num pequeno ímã. Naturalmente, ao redor desses sensores, existe um campo magnético de determinada intensidade. Esse campo magnético pode ser representado por linhas que cortam o núcleo do sensor e o ar que está ao redor. O ar é mau condutor, por isso o campo magnético formado tem pouca densidade. Ao aproximar-se desse sensor um pedaço de ferro, que é bom condutor de campo magnético, haverá adensamento do campo. Sempre que houver variação na densidade do campo magnético, surgirá uma tensão elétrica nos terminais do sensor. A amplitude da tensão elétrica gerada depende da intensidade e da velocidade da variação da densidade do campo magnético (DAIMLER CHRYSLER, 2003).

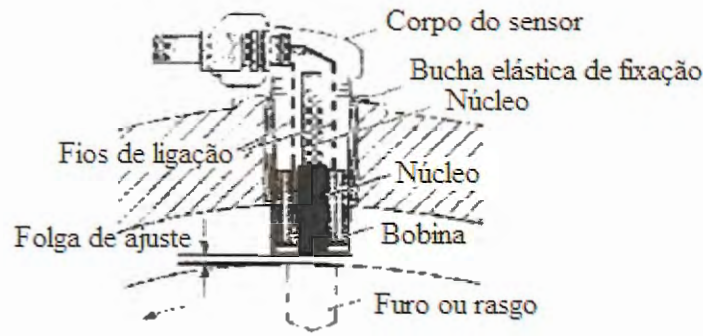


Figura 107. Sensor indutivo

Fonte: DAIMLER CHRYSLER (2003)

Esse sensor tem como função informar ao PLD a rotação do motor, gerando 36 pulsos elétricos a cada volta do volante e também a localização dos picos, gerando sinal elétrico quando o pistão 1 está a 65° do PMS, nos tempos de compressão e escape (DAIMLER CHRYSLER, 2003).

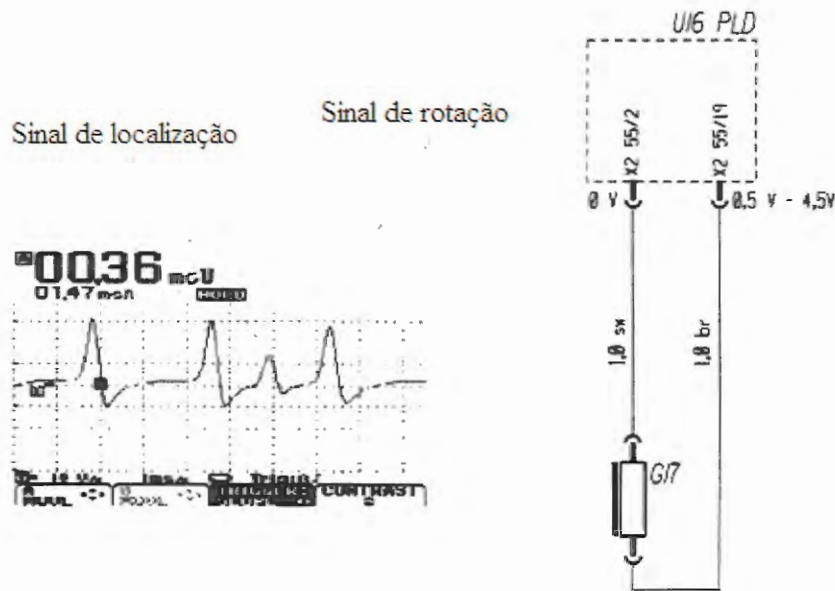


Figura 108. Representação esquemática do sensor de rotação

Fonte: DAIMLER CHRYSLER (2003)

APÊNDICE 3 – VÁLVULAS INJETORAS PARA MOTORES DO CICLO OTTO

Conforme Passarini (2002), basicamente, todas as válvulas injetoras utilizadas pelos sistemas de injeção eletrônica utilizam o mesmo princípio de funcionamento da válvula solenóide. O funcionamento de uma válvula de um sistema MPI (Injeção multiponto para motores Otto) segue o princípio: no estado de repouso, quando não há corrente no enrolamento da bobina, a mola de retorno e a pressão do combustível pressionam o conjunto válvula-armadura contra o assento da válvula (Figura 109). Nessa condição, a passagem de combustível está fechada, e a quantidade de combustível liberada pela válvula injetora é zero. Quando o circuito de potência é excitado, a bobina é energizada e produz um campo magnético, o conjunto válvula-armadura é deslocado, em média, cerca de 100-150 μm , para fechar o circuito magnético e, ao mesmo tempo, abrir uma passagem para o combustível fluir entre a válvula e o seu assento (Figura 110). O combustível, então, está liberado e sai pulverizado, porque a pressão dentro da válvula é superior àquela encontrada no ambiente exterior, e o orifício é bem estreito. A pulverização ou a atomização (dependendo do desenho) é feita no orifício dosador. Quanto mais tempo durar a excitação, maior será a quantidade de combustível liberada pela válvula (PASSARINI, 2002).

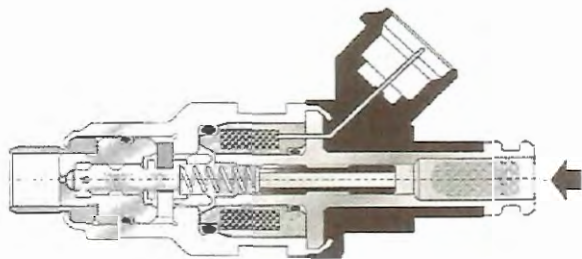


Figura 109. Válvula injetora MPI na condição fechada

Fonte: PASSARINI (2002)

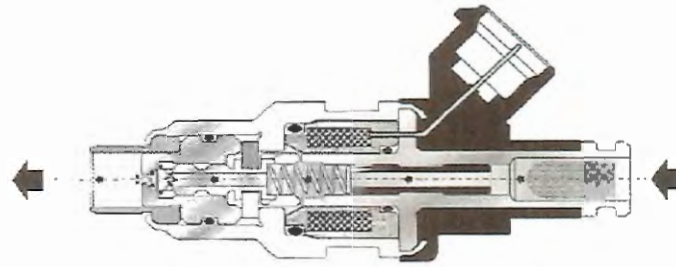


Figura 110. Válvula injetora MPI na condição aberta

Fonte: PASSARINI (2002)

Na Figura 111, apresentam-se os elementos da válvula injetora MPI. A montagem dos injetores nos coletores de admissão é feita por meio de anéis O-rings (10), que ajudam a isolar os injetores do calor e das vibrações do motor. Se um anel O-ring quebrar ou rachar, permitirá a entrada de ar falsa, empobrecendo a mistura A/C e aumentando a RPM de marcha lenta. Na outra extremidade dos injetores, é montado o tubo distribuidor de combustível (7), popularmente chamado de flauta ou raia de injetores. O combustível chega às válvulas pressurizado. A conexão, na maioria dos casos, também é feita com anel O-ring (9) e travas elásticas (8). Em outros sistemas mais antigos, são usadas linhas de distribuição com tubos (PASSARINI, 2002).

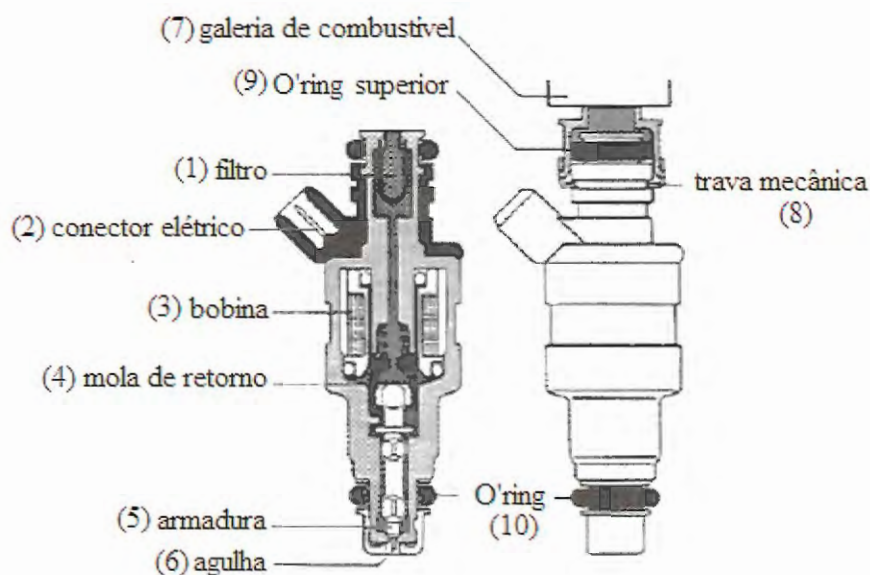


Figura 111. Elementos externos e internos de uma válvula injetora

Fonte: PASSARINI (2002)

O conceito de ciclo de trabalho é fundamental para o dimensionamento de uma válvula injetora. Considerando-se a válvula injetora um atuador ideal, admite-se que abra instantaneamente no momento em que lhe é aplicada uma tensão "liga", e fecha instantaneamente no momento em que lhe é aplicada uma tensão "desliga". Nessa simplificação, não se consideram os tempos de reação da válvula durante a sua abertura ou o seu fechamento; com isso, o sinal de controle operante na válvula injetora é simplesmente um trem de pulsos binário "liga" ou "desliga". Para um pulso do trem, a razão entre tempo "liga", τ e o período do pulso, T (tempo "liga" mais o tempo "desliga"), é chamada de ciclo de trabalho (*duty cycle*), conforme ilustrado na Figura 58 (PASSARINI, 2002).

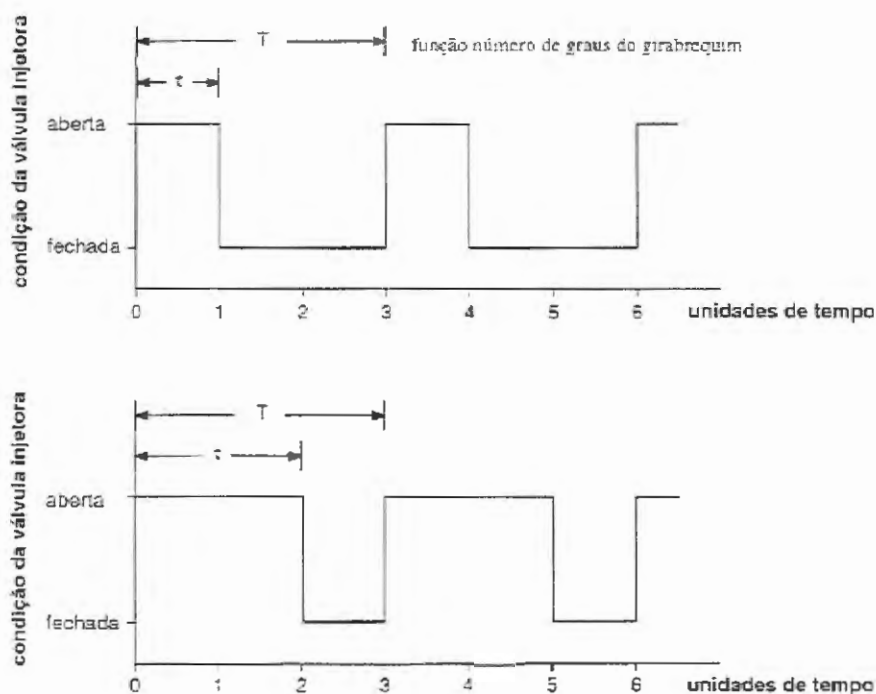


Figura 112. Ciclos de trabalho de mistura pobre e mistura rica

Fonte: PASSARINI (2002)

A qualidade do jato de combustível pulverizado forma, ao lado da dosagem acurada, os principais objetivos do projeto das válvulas injetoras. Existem três características importantes que devem ser observadas no jato de combustível produzido pela válvula injetora: atomização, forma e ângulo do jato de combustível. Existe um pouco de confusão com os termos atomização e vaporização. Muitos se referem às válvulas injetoras dizendo que essas vaporizam melhor o combustível que o carburador. Entretanto, o termo vaporização é equivocado, sendo mais correto dizer atomização (PASSARINI, 2002).

A atomização está relacionada com a energia necessária para vencer a tensão superficial do combustível líquido, promovendo seu colapso mecânico. Ou seja, na atomização, uma porção de combustível é fragmentada em diversas gotículas. Quanto maior for a energia fornecida ao combustível no momento em que esse é liberado pela válvula de injeção, maior será o colapso mecânico e menores serão as gotículas produzidas.

Conseqüentemente, a superfície de troca de calor será bastante aumentada e maiores serão as chances de promover a vaporização. A prática tem mostrado que partículas menores que 100 μm , dependendo do motor, são as mais vantajosas em todas as aplicações (PASSARINI, 2002).

A vaporização relaciona-se com a transformação de fase do combustível de líquido para gás. Para que o combustível possa vaporizar, é necessário fornecer energia suficiente para superar seu calor latente de vaporização (PASSARINI, 2002).

O ângulo do jato deve ser adaptado ao projeto do coletor de admissão e da cabeça do cilindro, principalmente para coletores com dutos estreitos, a fim de evitar que o combustível molhe as paredes do coletor. Se o combustível molhar as paredes, prejudicará a homogeneização da mistura *A/C* e causará flutuação da relação *A/C*, especialmente durante as fases fria e transitória do funcionamento do motor (PASSARINI, 2002).

A forma do jato de combustível pulverizado é outro fator significativo no desempenho do motor. De acordo com as necessidades de diferentes motores, pode-se adotar jato em forma de lápis, que é produzido por um bocal de um só furo, cuja forma de atomização não é considerada adequada para satisfazer a necessidade de ângulo e atomização do combustível e são usadas somente em motores menos exigentes e sob condições limitadas. O jato cônico de um orifício apresenta uma ponta aguda bem feita no final da agulha, que produz boa atomização do combustível e também possibilita obter diferentes ângulos para o jato pulverizado, dentro das necessidades, para diferentes motores, porém apresenta o inconveniente de ser sensível à formação de depósitos. O jato cônico com orifício multifuros é um tipo de válvula injetora que vem tendo sua utilização bastante aumentada por mostrar completa insensibilidade à formação de depósitos e oferecer as mesmas vantagens anteriores, relativas ao ângulo de pulverização e à qualidade de atomização. O jato duplo em duto bipartido é apropriado para motores multiválvulas, que necessitam de válvulas injetoras

multifuros que liberem dois ou mais pares de jatos divergentes em relação ao eixo longitudinal da válvula injetora, para que as linhas de centro do jato do combustível liberado pela referida peça intercepte suas correspondentes válvulas de admissão. Os ângulos dos orifícios gêmeos são determinados de tal maneira que cada jato seja diretamente direcionado para suas válvulas de admissão (PASSARINI, 2002).

Nas Figuras 113; 114; 115 e 116, apresentam-se os bicos de jato em forma de lápis, cônico de um orifício, cônico com orifício multifuros e duplo, respectivamente.



Figura 113. Jato de combustível em forma de lápis

Fonte: PASSARINI (2002)



Figura 114. Jato de combustível utilizando bico cônico de um orifício

Fonte: PASSARINI (2002)

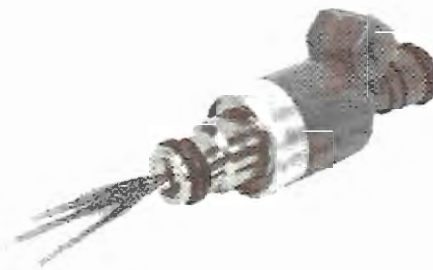


Figura 115. Jato de combustível utilizando bico cônico de orifícios multifuros

Fonte: PASSARINI (2002)

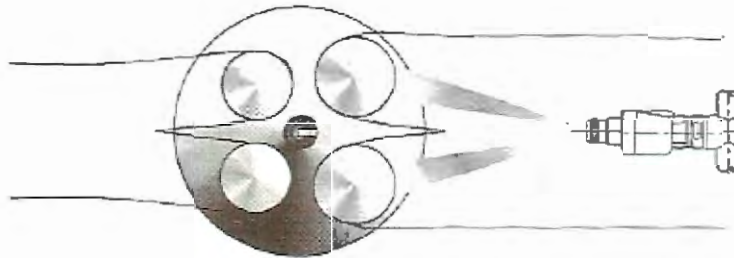


Figura 116. Jato de combustível utilizando bico duplo

Fonte: PASSARINI (2002)

Cálculo do período da injeção de etanol em função da rotação do motor

O motor receberá 4 injeções de etanol a cada 2 voltas. A frequência da injeção em função da rotação do motor é:

$$f = \frac{\text{RPM} \times 2}{60} = \frac{\text{RPM}}{30} \text{ [Hz]}$$

O período é dado por:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{30000}{\text{RPM}} \text{ [ms]}$$

Na Figura 117, ilustra-se o gráfico do acionamento da válvula injetora em função da duração do pulso.

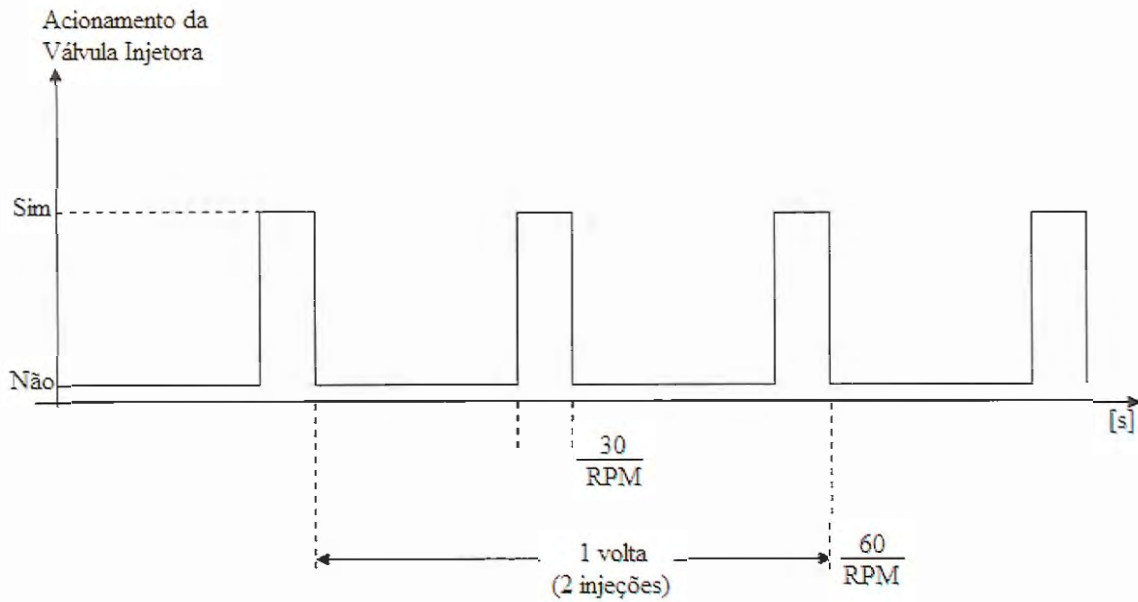


Figura 117. Gráfico de acionamento da válvula injetora em função da duração do pulso

A duração do pulso é dada pelo tempo necessário para que a quantidade de etanol injetada no coletor reponha a parcela de potência perdida pela utilização do biodiesel.

APÊNDICE 4 - QUANTIDADE VAPORIZADA DE ETANOL

Na Figura 118, apresenta-se o esquema da injeção de álcool no coletor de admissão.

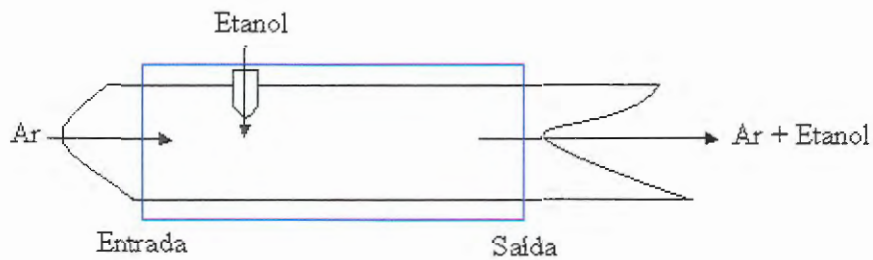


Figura 118. Esquema de injeção de etanol no coletor

Na entrada, têm-se ar (a) e etanol (c), e na saída tem-se vapor de combustível (v).

Segundo SHAPIRO (2002), para um volume de controle em regime permanente, a situação da massa em seu interior e em suas fronteiras não se altera com o tempo.

Então:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$$

$$m_{ae} + m_{ce} = m_{as} + m_{cs} + m_{vs}, \text{ em que:}$$

m_{ae} = massa de ar na entrada;

m_{ce} = massa de combustível (etanol) na entrada;

m_{as} = massa de ar na saída;

m_{cs} = massa de combustível na saída, e

m_{vs} = massa de vapor de combustível na saída.

Segundo SHAPIRO (2002), para uma mistura bifásica líquido-vapor, a razão entre a massa de vapor presente e a massa total da mistura é seu título, X.

$$X = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{liquido}} + m_{\text{vapor}}}$$

No caso estudado:

$$X = \frac{m_v}{m_c + m_v}$$

Substituindo-se na equação da conservação de energia, tem-se:

$$m_{ae} + m_{ce} = m_{as} + (1 - X)m_{ce} + X.m_{ce}$$

Aplicando-se a lei da conservação de energia no volume de controle operando em regime permanente:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = \dot{W}_{vc} + \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right)$$

Considerando-se as seguintes hipóteses:

1 – Não existe trabalho associado com a aceleração do volume de controle: $\dot{W}=0$;

2 – O coletor de admissão não troca calor com o meio ambiente: $\dot{Q}=0$,

e

3 – A variação de energia potencial entre a entrada e a saída pode ser desprezada.

A equação da conservação de energia fica:

$$\sum_e \dot{m}_e \cdot h_e = \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s$$

$$m_{ae} \cdot h_{ae} + m_{ce} \cdot h_{ce} = m_{as} \cdot h_{as} + m_{cs} \cdot h_{cs} + m_{vs} \cdot h_{vs}$$

Efetuando-se as substituições, tem-se:

$$m_a \cdot (h_{ae} - h_{as}) + m_{ce} \cdot (h_{ce} - h_{cs}) - X \cdot m_{ce} \cdot h_{iv} = 0$$

$$\text{Mas, } h_s - h_e = c_p \cdot (T_s - T_e)$$

Efetuando-se as substituições, tem-se:

$$EV = \frac{\left(\frac{m_a}{m_c}\right) \cdot c_{pa} \cdot \Delta T + c_{pc} \cdot \Delta T}{h_{iv}}, \text{ em que:}$$

EV = parcela de etanol vaporizado no coletor de admissão, em que:

$\left(\frac{m_a}{m_c}\right)$ = relação ar/combustível passando no coletor após injeção de etanol;

c_{pa} = calor específico do ar à pressão constante;

c_{pc} = calor específico do etanol à pressão constante;

ΔT = variação de temperatura no coletor, e

h_{iv} = entalpia de vaporização do etanol ou calor latente de vaporização.

ANEXO 1 – MOTOR MERCEDES BENZ OM 924 LA

Segundo Mercedes Benz (2008), o motor eletrônico tem como principais características o gerenciamento eletrônico de injeção de combustível e a substituição da bomba injetora por unidades injetoras em cada pistão. Apresenta como principais características: a queima de combustível é otimizada e equalizada dentro de cada cilindro; a combustão ajusta-se às condições em que o motor estiver operando; resposta melhorada da injeção tanto na aceleração como na retomada da velocidade; autodiagnose que indica falhas no motor; sistema de autoproteção do motor que minimiza a chance de perda por eventuais falhas mecânicas e de operação, e maior pressão de injeção.

O motor eletrônico é equipado com acelerador eletrônico, que transforma o movimento do pedal em impulsos elétricos que a Unidade Eletrônica interpreta para a injeção, com reação instantânea de aceleração. Além disso, não apresenta folgas nem a necessidade de ajustes (MERCEDES BENZ, 2008).

Utiliza o sistema de injeção PLD. Esse sistema é chamado de Bomba-Tubulação-Bico (em alemão Pumpe-Leitung-Düse, o PLD) devido a sua disposição construtiva, que consiste em uma unidade injetora para cada cilindro, interligada ao bico injetor por uma pequena tubulação de alta pressão. Em cada uma das unidades injetoras, estão alojados o elemento injetor, as câmaras de pressão e descarga de combustível, a válvula de controle de vazão e solenóide de acionamento, componentes responsáveis pela elevação de pressão e controle do volume de injeção. Já o tubo de alta pressão conduz o combustível ao bico, que o distribui de forma otimizada na câmara de combustão. Por todas essas razões, da filtragem do diesel a sua queima, o conjunto PLD permite melhor desempenho, boa economia e baixíssimas emissões de poluentes (MERCEDES BENZ, 2008).

A central de controle é o cérebro do sistema. É composta por dois módulos autônomos, isentos de manutenção: a unidade Eletrônica (ECU) e a unidade de Controle do Veículo (ADM). A Unidade Eletrônica, também conhecida como PLD, é fixa no motor, integrando funções para o controle e o monitoramento do funcionamento do motor, como rotação, pressão e temperatura do ar no coletor de admissão, temperatura de água e de óleo, quantidade de combustível injetado e funções de proteção do motor. A PLD controla a interface motor-veículo, como sinais de atuação do pedal do acelerador, sensoramento de velocidade, a partida-parada do motor, entre outras funções (MERCEDES BENZ, 2008).

O motor OM 924 LA já atende à legislação de emissões Proconve P5, equivalente à norma EURO III (MERCEDES BENZ, 2008).

ANEXO 2 – DINAMÔMETRO NABLA

A NABLA fabrica dinamômetros hidráulicos de circuito aberto que se destinam a absorver e a medir a potência fornecida pelos motores.

O modelo SP foi concebido com a finalidade de apresentar fácil manejo e simplicidade de manutenção, conservando as características de alta precisão e resistência. O cuidadoso estudo dos dutos de alimentação e a introdução de um dispositivo de compensação da pressão permitiram eliminar por completo os fenômenos de instabilidade que, às vezes, se manifestam em alguns tipos de dinamômetros de circuito aberto.

As leituras do peso P em kg, indicado pela balança, e do número de rotações por minuto n , indicado pelo tacômetro, possibilitam o cálculo da potência.

Nesses dinamômetros, a regulação da potência absorvida reduz-se ao simples manejo de dois registros, localizados na entrada e na saída, que regulam a vazão e a pressão de água no aparelho.

Aumentos gradativos de carga obtêm-se pela abertura do registro de entrada, enquanto, pelo fechamento do registro de saída, se conseguem aumentos de carga maiores e mais rápidos.

Os campos de desempenho dos dinamômetros de tamanhos 300 e 450 estão apresentados na Figura 119.

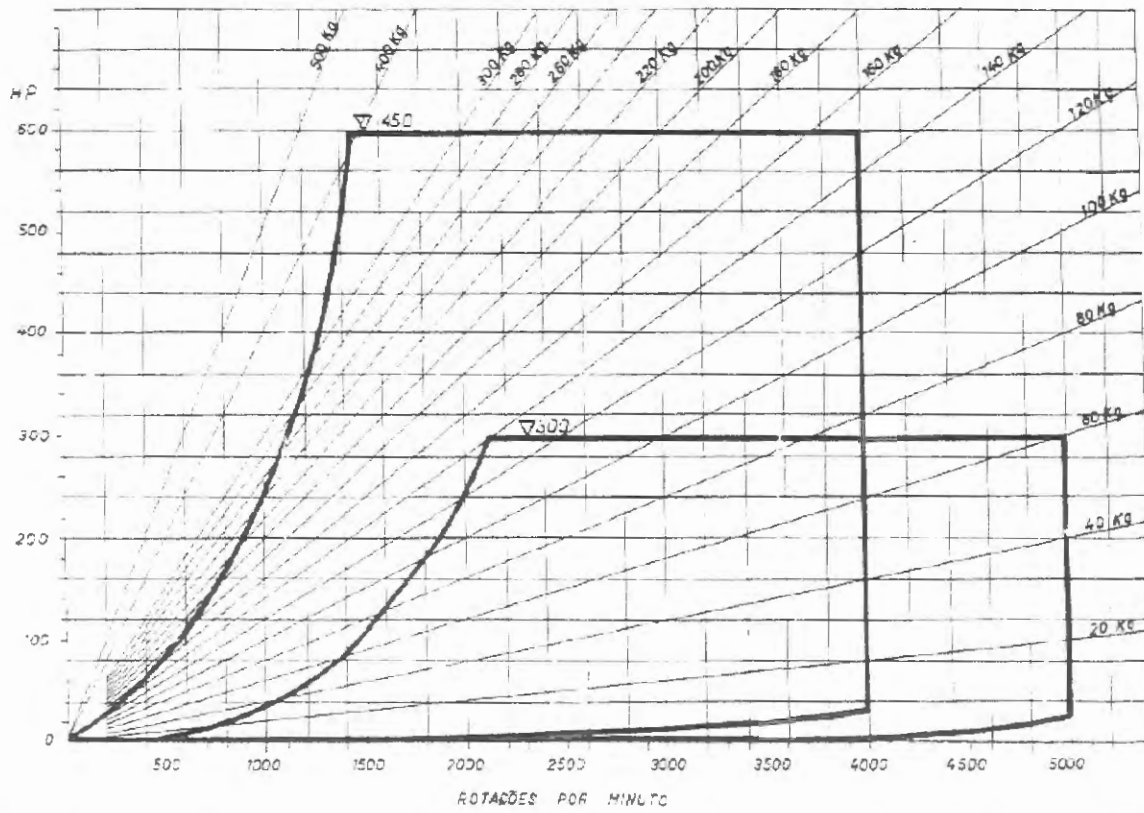


Figura 119. Curvas de desempenho dos dinamômetros NABLA, modelos SP 300 e SP 450

Fonte: NABLA

ANEXO 3 – NORMAS DE EMISSÃO DE POLUENTES POR MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

No Brasil, as resoluções que estabelecem diretrizes, prazos e padrões legais de emissão admissíveis para as diferentes categorias de veículos automotores, nacionais e importados, são efetuadas pelo PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) e PROMOT (Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos Similares), que foram criados pelo CONAMA (PRONCOVE, 1998).

O PROCONVE/PROMOT foi baseado na experiência internacional e tem como principal meta a redução da contaminação atmosférica das fontes móveis (veículos automotores), por meio da fixação dos limites máximos de emissão, induzindo o desenvolvimento tecnológico dos fabricantes e estabelecendo exigências tecnológicas para veículos, cuja comprovação é feita através de ensaios padronizados. A certificação de protótipo/projeto e o acompanhamento estatístico em veículos de produção também fazem parte da estratégia de controle (PRONCOVE, 1998).

A Legislação Brasileira de Emissões classifica os veículos conforme as Tabelas 22 e 23.

Tabela 22 – Classificação dos veículos pela legislação brasileira de emissões

CATEG.	COMBUST.	M.T.M.	M.O.M.	MODELO	M.V.E.	LIMITES	LIMITES ALTERNATIVOS					
							APLIC.	REQUISITO	ENSAIO	LIMITES		
VEÍCULOS LEVES	Gasolina, Alcool, Diesel ou GNV	≤3.856 kg	≤2.720 kg	Passageiros e Derivados de Passageiros		A						
						Comerciais e Fora de Estrada	≤1.700kg	B	Para Veículos Diesel	M.T.M. >2.000kg	NBR-1192 MB-3295 (CEE 91/542)	D
							>1.700kg	C				
VEÍCULOS PESADOS	Gasolina, Alcool, Diesel ou GNV	>3.856 kg	>2.720 kg			D	Para Veículos Otto	M.T.M. ≤4.536 kg M.V.E. = (M.O.M. + M.T.M.) / 2	NBR-6601 (EPA-75)	C		

FONTE: PRONCOVE (1998)

Tabela 23 – Limites atuais de emissões

	ENSAIO	CO	HC	NOx	Aldeídos (1)	M.P. (2)	EVAP (1)	COML (1)	Capacidade (2)	Durabilid.
A	NBR-6601 (EPA-75)	2,0 g/km	0,3 g/km	0,6 g/km	0,03 g/km	0,05 g/km	6,0 g/T	0,5%	n.e.	80.000 km (NBR 14006)
B						0,124 g/km				
C						0,16 g/km				
D	NBR-1192 MB-3295 (CEE 91/542)	4,0 g/kWh	1,1 g/kWh	7,0 g/kWh	n.e.	0,25 g/kWh	n.e.	n.e.	0,83 ⁽³⁾ 119 ⁽⁴⁾ m ⁻¹	160.000 km

OBS: M.T.M. = Massa Total Máxima Autorizada (“Gross Vehicle Weight”);

M.O.M. = Massa em Ordem de Marcha (“Curb Weight”);

M.V.E. = Massa do Veículo para Ensaio (“Loaded Vehicle Weight”) (= M.O.M. + 136 kg);

n.e. = Não-exigível;

(1) - Aplicável somente a veículos Otto;

(2) - Aplicável somente a veículos Diesel;

(3) - Aplicável para motores naturalmente aspirados;

(4) - Aplicável para motores turboalimentados.

FONTE: PRONCOVE (1998)

Para motores do ciclo diesel, os limites de emissão devem seguir as

Tabelas 24 a 29.

Tabela 24 – Veículos Leves de Passageiros

POLUENTES	LIMITES		
	até 31/12/2006	desde 01/01/2005 ⁽¹⁾	a partir de 01/01/2009
monóxido de carbono (CO em g/km)	2,00	2,00	2,00
hidrocarbonetos (HC em g/km)	0,30	0,30 ⁽²⁾	0,30 ⁽²⁾
hidrocarbonetos não metano (NMHC em g/km)	NE	0,16	0,05
óxidos de nitrogênio (NOx em g/km)	0,60	0,25 ⁽³⁾ ou 0,60 ⁽⁴⁾	0,12 ⁽³⁾ ou 0,25 ⁽⁴⁾
material particulado (MP em g/km)	0,05	0,05	0,05
aldeídos (CHO g/km)	0,03	0,03	0,02
emissão evaporativa (g/ensaio)	2,00	2,0	2,0
emissão de gás no cárter	nula	nula	nula

- (1) em 2005 → para 40% dos veículos comercializados;
em 2006 → para 70% dos veículos comercializados;
a partir de 2007 → para 100% dos veículos comercializados.

(2) Aplicável somente a veículos movidos a GNV;

(3) Aplicável somente a veículos movidos a gasolina ou a etanol;

(4) Aplicável somente a veículos movidos a óleo diesel;

(NE) não-exigível.

FONTE: PRONCOVE (2003)

Tabela 25 – Veículos Leves Comerciais – massa-referência para ensaio menor que 1700 kg

POLUENTES	LIMITES		
	até 31/12/2006	desde 01/01/2005 ⁽¹⁾	a partir de 01/01/2009
monóxido de carbono (CO em g/km)	2,00	2,00	2,00
hidrocarbonetos (HC em g/km)	0,30	0,30 ⁽²⁾	0,30 ⁽²⁾
hidrocarbonetos não metano (NMHC em g/km)	NE	0,16	0,05
óxidos de nitrogênio (NOx em g/km)	0,60	0,25 ⁽³⁾ ou 0,60 ⁽⁴⁾	0,12 ⁽³⁾ ou 0,25 ⁽⁴⁾
material particulado (MP em g/km)	0,05	0,08	0,05
aldeídos (CHO g/km)	0,03	0,03	0,02
emissão evaporativa (g/ensaio)	2,00	2,0	2,0
emissão de gás no cárter	nula	nula	nula

- (1) em 2005 → para 40% dos veículos comercializados;
em 2006 → para 70% dos veículos comercializados;
a partir de 2007 → para 100% dos veículos comercializados.

(2) Aplicável somente a veículos movidos a GNV;

(3) Aplicável somente a veículos movidos a gasolina ou a etanol;

(4) Aplicável somente a veículos movidos a óleo diesel;

(NE) não-exigível.

FONTE: PRONCOVE (2003)

Tabela 26 – Veículos Leves Comerciais – massa-referência para ensaio maior que 1700 kg

POLUENTES	LIMITES		
	até 31/12/2006	desde 01/01/2005 ⁽¹⁾	a partir de 01/01/2009
monóxido de carbono (CO em g/km)	6,20	2,70	2,70
hidrocarbonetos (HC em g/km)	0,50	0,50 ⁽²⁾	0,50 ⁽²⁾
hidrocarbonetos não metano (NMHC em g/km)	NE	0,20	0,06
óxidos de nitrogênio (NOx em g/km)	1,40	0,43 ⁽³⁾ ou 1,00 ⁽⁴⁾	0,25 ⁽³⁾ ou 0,43 ⁽⁴⁾
material particulado (MP em g/km)	0,16	0,10	0,06
aldeídos (CHO g/km)	0,06	0,06	0,04
emissão evaporativa (g/ensaio)	2,00	2,0	2,0
emissão de gás no cârter	nula	nula	nula

⁽¹⁾ em 2005 -> para 40% dos veículos comercializados;
em 2006 -> para 70% dos veículos comercializados;
a partir de 2007 -> para 100% dos veículos comercializados.

⁽²⁾ Aplicável somente a veículos movidos a GNV;

⁽³⁾ Aplicável somente a veículos movidos a gasolina ou a etanol;

⁽⁴⁾ Aplicável somente a veículos movidos a óleo diesel;

(NE) não-exigível.

FONTE: PRONCOVE (2003)

Tabela 27 – Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e com Pós-Tratamento (Ciclo de testes ESC/ELR)

POLUENTES	LIMITES		
	até 31/12/2005	desde 01/01/2004 ⁽¹⁾	a partir de 01/01/2009
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	4,0	2,10	1,50
hidrocarbonetos (HC em g/kW.h)	1,10	0,66	0,46
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	7,00	5,00	3,50
material particulado ⁽²⁾ (MP em g/kW.h)	0,25	0,10 ou 0,13 ⁽³⁾	0,02
opacidade ELR (m ⁻¹)	NE	0,80	0,50

⁽¹⁾ em 2004 → inicia com o atendimento de 100% dos ônibus urbanos;
em 2005 → continua para 100% de microônibus e novos lançamentos e 40% dos outros veículos da produção;
a partir de 2006 → para 100% dos veículos comercializados.

Alternativamente:

em 2004 → inicia com o atendimento de 60% dos ônibus urbanos;

em 2005 → continua para 100% de ônibus urbanos, microônibus e novos lançamentos e 60% dos outros veículos da produção;

a partir de 2006 → para 100% dos veículos comercializados.

⁽²⁾ Aplicável somente a veículos movidos a óleo diesel;

⁽³⁾ Aplicável somente a motores de cilindrada unitária inferior a 0,75 dm³ e rotação à potência nominal superior a 3000 m⁻¹;

(NE) não-exigível.

FONTE: PRONCOVE (2003)

Tabela 28 – Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Convencional e Pós-Tratamento (Ciclo de testes ETC)

POLUENTES	LIMITES	
	desde 01/01/2004 ⁽¹⁾⁽²⁾	a partir de 01/01/2009
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	5,45	4,00
hidrocarbonetos não metano (NMHC em g/kW.h)	0,78	0,55
metano (CH ₄ em g/kW.h)	NE	NE
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	5,0	3,50
material particulado (MP em g/kW.h)	0,16 ou 0,21 ⁽³⁾	0,03

⁽¹⁾ Aplicável somente para veículos com pós-tratamento

⁽²⁾ em 2004 → inicia com o atendimento de 100% dos ônibus urbanos;
em 2005 → continua para 100% de microônibus e novos lançamentos e 40% dos outros veículos da produção;
a partir de 2006 → para 100% dos veículos comercializados.

Alternativamente:

em 2004 → inicia com o atendimento de 60% dos ônibus urbanos;
em 2005 → continua para 100% de ônibus urbanos, microônibus e novos lançamentos e 60% dos outros veículos da produção;
a partir de 2006 → para 100% dos veículos comercializados.

⁽³⁾ Aplicável somente a motores de cilindrada unitária inferior a 0,75 dm³ e rotação à potência nominal superior a 3000 m⁻¹;

(NE) não-exigível.

FONTE: PRONCOVE (2003)

Tabela 29 – Veículos Pesados – Ciclo Diesel – Com Pós-Tratamento (Ciclo de testes ESC/ELR)

POLUENTES	LIMITES		
	até 31/12/2005	desde 01/01/2004 ⁽¹⁾	a partir de 01/01/2009
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	4,0	2,10	1,50
hidrocarbonetos (HC em g/kW.h)	1,10	0,66	0,46
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	7,00	5,00	3,50
material particulado ⁽²⁾ (MP em g/kW.h)	0,25	0,10 ou 0,13 ⁽³⁾	0,02
opacidade ELR (m ⁻¹)	NA	0,80	0,50

⁽¹⁾ em 2004 → inicia com o atendimento de 100% dos ônibus urbanos;
em 2005 → continua para 100% de microônibus e novos lançamentos e 40% dos outros veículos da produção;
a partir de 2006 → para 100% dos veículos comercializados.

Alternativamente:

em 2004 → inicia com o atendimento de 60% dos ônibus urbanos;
em 2005 → continua para 100% de ônibus urbanos, microônibus e novos lançamentos e 60% dos outros veículos da produção;
a partir de 2006 → para 100% dos veículos comercializados.

⁽²⁾ Aplicável somente a veículos movidos a óleo diesel;

⁽³⁾ Aplicável somente a motores de cilindrada unitária inferior a 0,75 dm³ e rotação à potência nominal superior a 3000 m⁻¹;

(NA) não-aplicável.

FONTE: PRONCOVE (2003)

Nota:

1. Ciclo E.L.R. – denominado Ciclo Europeu de Resposta em Carga - ciclo de ensaio que consiste numa seqüência de quatro patamares a rotações constantes e cargas crescentes de 10% a 100%, para a determinação da opacidade da emissão de escapamento;
2. Ciclo E.S.C – denominado Ciclo Europeu em Regime Constante - consiste de um ciclo de ensaio com 13 modos de operação em regime constante;
3. Ciclo E.T.C. – denominado Ciclo Europeu em Regime Transiente – ciclo de ensaio que consiste de 1800 modos transientes, segundo a segundo, simulando condições reais de uso.

FONTE: PRONCOVE (1998)

ANEXO 4 – STAR DIAGNOSIS SYSTEM (SDS)

O Mercedes Benz *Star Diagnosis System* funciona tendo como base um microcomputador e possui vários cabos para realizar a *interface* entre diversos modelos (SECONS, 2008).

Na Figura 120, ilustra-se o referido aparelho com os cabos de *interface*.



Figura 120. *Star Diagnosis*

Fonte: SECONS (2008)

O referido aparelho opera no sistema “Windows NT” e realiza conferências em sistemas de informação (WIS), de movimento (STARUTILITIES) e diagnósticos (DAS) de forma rápida e precisa. Realiza, também, diagnóstico em todos os sistemas da máquina (SECONS, 2008).

Efetua leituras e reativa códigos pré-fixados (DTC), faz leitura em tempo real de dados dinâmicos e reativa componente por meio de valores adaptativos.

Possui sistema que realiza a leitura de dados gravados na memória das máquinas analisadas.

Com o número do componente, consegue-se a configuração do motor, ou outro equipamento possível de ser analisado, e o local de aplicação.

Pode ser utilizado em configuração de motores, transmissões, módulos eletrônicos, suspensão, sistemas de tração (ESP/ASR/ETS/ABS/BAS), chassis, ar-condicionado, *airbag*, chaves de ignição, controle de pressão de pneus, dentre outras utilidades.