

ANÁLISE, DESENVOLVIMENTO E ENSAIO DE UM DISPOSITIVO EXPERIMENTAL PARA FORNECER ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO COMO SEGUNDO COMBUSTÍVEL PARA MOTORES DO CICLO DIESEL

Eng.º Gilberto Hirotsugu Azevedo Koike

DEDALUS - Acervo - EESC



31100044202

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

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antonio Carlos Canale

São Carlos

2003



Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 08/10/03

Ass.: *Thozareth*

Class.	TESE-EESC
Cutt.	2858 1
Tombo	T317/03
Syno	1349886

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

K79a

Koike, Gilberto Hirotsugu Azevedo

Análise, desenvolvimento e ensaio de um dispositivo experimental para fornecer álcool etílico hidratado como segundo combustível para motores do ciclo diesel Gilberto Hirotsugu Azevedo Koike. -- São Carlos, 2003.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo, 2003.

Área: Engenharia Mecânica.

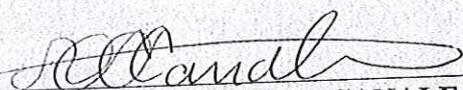
Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Canale.

1. Etanol anidro. 2. Diesel. 3. Etanol hidratado.
4. Estudos econômicos. I. Título.

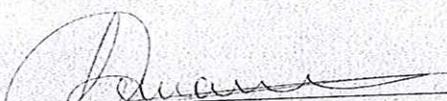
FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **GILBERTO HIROTSUGU AZEVEDO KOIKE**

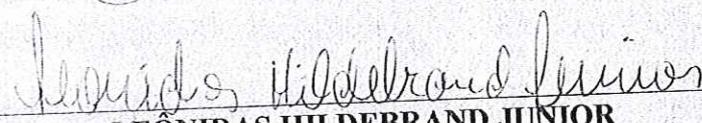
Dissertação defendida e julgada em 19-09-2003 perante a Comissão Julgadora:


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

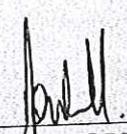
APROVADO

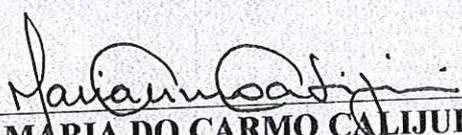

Prof. Dr. **LUIS CARLOS PASSARINI**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO


Prof. Dr. **LEONIDAS HILDEBRAND JUNIOR**
(Universidade Bandeirante de São Paulo/UNIBAN)

APROVADO


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


Profa. Assoc. **MARIA DO CARMO CALIJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

À Carolina e Ilma,
que são meu incentivo e minha motivação.

Ao meu orientador Prof. Dr. Antonio Carlos Canale, pelos ensinamentos e orientações na trajetória desta dissertação.

Ao Prof. Dr. Leônidas Hildebrand Jr., que passou a idéia de injetar álcool em conjunto com óleo diesel e ajudou ativamente na realização do experimento.

Ao Prof. Dr. Luis Carlos Passarini, que auxiliou na orientação deste trabalho.

Ao Eng^o Armando José Dal Bem, que ajudou na realização do experimento e foi companheiro das horas de estudo.

Aos Srs. José Luiz Zanetti e Hermelindo Ruetten de Oliveira, diretores da Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool, que permitiram e incentivaram a realização desta pesquisa.

Aos colegas da Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool pelo auxílio dedicado durante a realização deste projeto.

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

A todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a execução desta obra.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS.....	vii
LISTA DE ABREVIATURAS.....	ix
RESUMO.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1 – INTRODUÇÃO.....	1
2 – OBJETIVOS.....	6
3 – LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO.....	7
3.1 – Definições.....	10
3.1.1 – Requisitos de Injeção em motores ICO.....	10
3.1.1.1 – Injeção Direta.....	11
3.1.1.2 – Injeção Indireta.....	14
3.1.2 – Sistemas de injeção.....	16
3.1.2.1 – Bomba injetora Bosch.....	16
3.1.2.2 – Common Rail.....	25
3.1.3 – Combustão nos motores ICO.....	27
3.1.3.1 – Definições.....	28
3.1.3.2 – As 3 fases da combustão.....	28

3.1.3.3 – Combustível para motores diesel.....	30
3.2 – História da recente utilização de álcool com diesel no Brasil.....	32
3.3 – Viabilidade de Misturas combustíveis.....	36
3.3.1 – Número de equipamentos necessários para haver relevância estatística.....	36
3.3.2 – Rendimento energético e consumo de combustível.....	39
3.3.3 – Monitoração do óleo lubrificante.....	48
3.3.4 – Durabilidade dos Componentes da Injeção.....	49
3.4 – Características da mistura.....	50
4 – MATERIAIS E MÉTODOS.....	52
4.1 – Características do Trator Agrícola.....	52
4.2 – Características do Motor.....	53
4.2.1 – Inspeção e regulagem do motor.....	54
4.3 – Procedimentos de ensaio.....	55
4.3.1 – Regulagem do sistema de injeção de óleo diesel.....	56
4.3.2 – Regulagem do sistema de injeção de etanol hidratado.....	57
4.3.3 – Medição da velocidade e temperatura do ar admitido.....	64
4.3.4 – Medição da temperatura do ar após injeção de álcool.....	65
4.4 – Sistema de duplo combustível.....	66
4.4.1 – Constituição básica.....	66
5 – RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	68
5.1 – Ensaio.....	68
5.1.1 – Diesel puro.....	68
5.1.2 – 90% de diesel e 10% de álcool em volume.....	69
5.1.3 – 93% de diesel e 7% de álcool em volume.....	72
5.1.4 – 97% de diesel e 3% de álcool em volume.....	74
5.2 – Discussão.....	76
5.2.1 – Redução de potência em função da redução da injeção de diesel.....	76
5.2.2 – Consumo específico em função da redução da injeção de diesel.....	77
5.2.3 – Potência em função da injeção de álcool e diesel.....	78
5.2.4 – Consumo específico em função da substituição de diesel por álcool.....	79
5.2.5 – Consumo específico em função do aumento da injeção de álcool para retornar à potência original.....	80

5.2.6 – Comparação dos consumos específicos em função do aumento da injeção de álcool e da MAD 3, MAD 7 e MAD 10.....	81
5.2.7 – Relação de potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool, em volume.....	82
5.2.8 – Relação de potência e consumo específico na injeção de álcool até atingir a potência original.....	83
5.2.9 – Relação de consumo em kcal/h na injeção de álcool até atingir a potência original..	84
5.3 – Viabilidade Econômica da adição do álcool ao diesel.....	85
5.3.1 – Adição de álcool hidratado em conjunto com diesel.....	85
5.3.2 – Adição de álcool anidro misturado com diesel.....	86
6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	88
6.1 – Conclusões.....	88
6.2 – Sugestões.....	88
ANEXO A – Rendimento energético e consumo de combustível nos anos 2.000 a 2.002....	90
ANEXO B – Durabilidade de bicos injetores em motores MB.....	100
ANEXO C – Durabilidade de bombas injetoras em motores MB.....	101
ANEXO D – Durabilidade de bicos injetores em motores Scania.....	102
ANEXO E – Durabilidade de bombas injetoras em motores Scania.....	103
BIBLIOGRAFIA CITADA.....	104
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	106
APÊNDICE 1 – Medição de Opacidade.....	109

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1 – Caminhão L 2215 movido a álcool – 1.984.....	7
FIGURA 3.2 – Teores dos componentes misturados ao álcool.....	8
FIGURA 3.3 – Bomba injetora do combustível piloto (diesel).....	9
FIGURA 3.4 – Bomba injetora do combustível principal (álcool).....	9
FIGURA 3.5 – Nordberg diesel de dois tempos, 5 cilindros.....	11
FIGURA 3.6 – Motor diesel de dois tempos General Motors.....	12
FIGURA 3.7 – Diesel britânico A.E.C. de câmara aberta.....	12
FIGURA 3.8 – Seção transversal do motor de êmbolos opostos.....	13
FIGURA 3.9 – Diesel International Harvester com câmara de pré-combustão.....	14
FIGURA 3.10 – Diesel Caterpillar com câmara de pré-combustão.....	15
FIGURA 3.11 – Ilustração esquemática da bomba injetora com regulador centrífugo.....	16
FIGURA 3.12 – Elementos da bomba e haste de regulação, Bosch.....	18
FIGURA 3.13 – Rebaixo de partida a frio no êmbolo da bomba injetora.....	18
FIGURA 3.14 – Alimentação de combustível.....	19
FIGURA 3.15 – Pré-curso.....	19
FIGURA 3.16 – Curso útil.....	20
FIGURA 3.17 – Dispositivo de partida a frio acionado.....	20
FIGURA 3.18 – Curso residual.....	21
FIGURA 3.19 – Sem alimentação.....	21
FIGURA 3.20 – Regulador da bomba injetora.....	22
FIGURA 3.21 – Esquema do regulador com motor parado.....	24
FIGURA 3.22 – Esquema do regulador na posição de partida.....	24

FIGURA 3.23 – Esquema do regulador na posição de plena carga.....	25
FIGURA 3.24 – Esquema do sistema common rail.....	25
FIGURA 3.25 – Bomba de alta pressão.....	26
FIGURA 3.26 – Injetor.....	26
FIGURA 3.27 – Válvula de controle de pressão.....	27
FIGURA 3.28 – Períodos do teste e combustível utilizado.....	40
FIGURA 3.29 – Tanque utilizado na usina Catanduva.....	51
FIGURA 3.30 – Avaliação da miscibilidade da mistura.....	51
FIGURA 4.1 – Foto do trator com o dinamômetro acoplado.....	53
FIGURA 4.2 – Foto do dinamômetro com contador de rotações acoplado ao motor.....	55
FIGURA 4.3 – Foto do desvio do combustível do tanque diesel.....	56
FIGURA 4.4 – Sistema monoponto de injeção eletrônica.....	57
FIGURA 4.5 – Bomba elétrica de combustível.....	58
FIGURA 4.6 – Regulador de pressão de combustível.....	58
FIGURA 4.7 – Válvula injetora de combustível.....	59
FIGURA 4.8 – Esquema elétrico do gerador de pulsos com osciloscópio acoplado.....	59
FIGURA 4.9 – Osciloscópio mostrando comprimento de onda do controlador de vazão.....	60
FIGURA 4.10 – Osciloscópio mostrando a variação com alteração da frequência.....	60
FIGURA 4.11 – Osciloscópio mostrando a variação com alteração do período.....	61
FIGURA 4.12 – Osciloscópio mostrando variações na frequência e período.....	61
FIGURA 4.13 – Foto do controlador de vazão de álcool.....	61
FIGURA 4.14 – Gráfico do controlador de vazão de álcool.....	63
FIGURA 4.15 – Sistema gravimétrico para medição de consumo de álcool.....	64
FIGURA 4.16 – Medidor de velocidade, temperatura do ar e cronômetro.....	65
FIGURA 4.17 – Termopar instalado após o bico injetor de álcool.....	65
FIGURA 4.18 – Furo na mangueira do purificador.....	66
FIGURA 4.19 – Bico injetor de álcool instalado na admissão do motor.....	67
FIGURA 5.1 – Gráfico relacionando potência e % de diesel injetado.....	76
FIGURA 5.2 – Gráfico relacionando consumo específico e volume de diesel injetado.....	77
FIGURA 5.3 – Gráfico relacionando potência em função do diesel substituído por álcool, em volume.....	78
FIGURA 5.4 – Gráfico relacionando variação de consumo específico em função do diesel substituído por álcool, em volume.....	79
FIGURA 5.5 – Gráfico relacionando variação de consumo específico em função do diesel	

substituído por álcool, em volume, até atingir a potência original.....	80
FIGURA 5.6 – Gráfico relacionando variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool e do injeção de álcool até atingir a potência original.....	81
FIGURA 5.7 – Gráfico relacionando potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool em volume.....	82
FIGURA 5.8 – Gráfico relacionando potência e consumo específico na injeção de diesel até atingir potência original.....	83
FIGURA 5.9 – Gráfico relacionando o consumo em kcal/h na injeção de diesel até atingir potência original.....	84

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – Quantidade de cetanos presente no álcool etílico e no diesel.....	31
TABELA 3.2 – Quantidade mínima de caminhões da marca Scania a serem utilizados no ensaio.....	37
TABELA 3.3 – Quantidade mínima de caminhões da marca Mercedes Benz a serem utilizados no ensaio.....	38
TABELA 3.4 – Consumo e rendimento energético – MAD 7 - 09 a 11/1998.....	40
TABELA 3.5 – Consumo e rendimento energético - diesel puro- 09 a 11/1998.....	41
TABELA 3.6 – Consumo e rendimento energético – MAD 3 - 09 a 11/1998.....	41
TABELA 3.7 – Resultados estatísticos de rendimento energético – 09 a 11/1998.....	41
TABELA 3.8 – Resultados estatísticos de consumo de combustível – 09 a 11/1998.....	43
TABELA 3.9 – Consumo e rendimento energético – MAD 7 – 05 e 06/1999.....	44
TABELA 3.10 – Consumo e rendimento energético do diesel puro 05 e 06/1999.....	44
TABELA 3.11 – Consumo e rendimento energético da MAD 3 – 05 e 06/1999.....	44
TABELA 3.12 – Resultados estatísticos de rendimento energético – 05 e 06/1999.....	45
TABELA 3.13 – Resultados estatísticos de consumo de combustível 05 e 06/1999.....	46
TABELA 3.14 – Análises de óleo efetuadas entre os anos de 1.998 a 2.001.....	48
TABELA 3.15 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões MBB 2635 - 1998 a 2002.....	49
TABELA 3.16 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões MBB 2635 - 1998 a 2002.....	49
TABELA 3.17 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões Scania R 113E - 1998 a 2002.....	50
TABELA 3.18 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões Scania R 113E - 1998 a 2002.....	50
TABELA 4.1 – Tabela de vazões de álcool.....	62
TABELA 5.1 – Medição de consumo e torque com diesel puro.....	68

TABELA 5.2 – Medição com retirada de 10% de diesel em volume.....	70
TABELA 5.3 – Medição com a MAD 10.....	70
TABELA 5.4 – Medição com MAD 10 e adição de álcool até potência inicial.....	70
TABELA 5.5 – Medição com retirada de 7% de diesel em volume.....	72
TABELA 5.6 – Medição com a MAD 7.....	72
TABELA 5.7 – Medição com MAD 7 e adição de álcool até potência inicial.....	72
TABELA 5.8 – Medição com retirada de 3% de diesel em volume.....	74
TABELA 5.9 – Medição com a MAD 3.....	74
TABELA 5.10 – Medição com MAD 3 e adição de álcool até potência inicial.....	74
TABELA 5.11 – Relação entre torque e volume de óleo diesel injetado.....	76
TABELA 5.12 – Relação entre consumo específico e volume de diesel injetado.....	77
TABELA 5.13 – Variação de potência em função da substituição de diesel por álcool.....	78
TABELA 5.14 – Variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool.....	79
TABELA 5.15 – Variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool até atingir a potência original.....	80
TABELA 5.16 – Variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool e do injeção de álcool até atingir a potência original.....	81
TABELA 5.17 – Relação de potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool em volume.....	82
TABELA 5.18 – Relação de potência e consumo específico na injeção de álcool até atingir a potência original.....	83
TABELA 5.19 – Relação de consumo em kcal/h na injeção de álcool até atingir a potência original.....	84
TABELA 5.20 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e injeção de 3% de álcool hidratado ao óleo diesel.....	85
TABELA 5.21 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e injeção de 7% de álcool hidratado ao óleo diesel.....	86
TABELA 5.22 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e injeção de 10% de álcool hidratado ao óleo diesel.....	86
TABELA 5.23 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e mistura de 3% de álcool anidro.....	87

LISTA DE ABREVIATURAS

- ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas
- AEAC: álcool etílico anidro carburante
- AEHC: álcool etílico hidratado carburante
- ASTM: Sociedade Americana de Testes e Materiais
- CO₂: dióxido de carbono
- cm³: centímetro cúbico
- cv: cavalo vapor
- g: grama
- GEE: gases de efeito estufa
- g/cm³: grama por centímetro cúbico
- g/h: grama por hora
- g/m³: grama por metro cúbico
- g/cvh: grama por cavalo vapor hora
- g/kWh: grama por quilowatt hora
- °C: grau Celsius
- HC: hidrocarbonetos
- ICMS: imposto sobre circulação de mercadorias e serviços
- ICO: ignição por compressão
- INPM: Instituto Nacional de Pesos e Medidas
- IPT: Instituto de Pesquisas Tecnológicas
- kcal: quilocaloria
- kcal/h: quilocaloria por hora

kg: quilograma
kgf: quilograma força
kgf/cm²: quilograma força por centímetro quadrado
km/h: quilômetro por hora
km/l: quilômetro por litro
kg.m: quilograma vezes metro
kΩ: quiloohm
kW: quilowatt
l/h: litro por hora
mΩ : megaohm
MB: Mercedes Benz
m/s: metro por segundo
μm: micrômetro
mm: milímetro
mm²/s: milímetro quadrado por segundo
mV/V: milivolt por volt
MAD 3: mistura álcool diesel com 3% de álcool
MAD 7: mistura álcool diesel com 7% de álcool
MAD 8: mistura álcool diesel com 8% de álcool
MAD 10: mistura álcool diesel com 10% de álcool
mmHg: milímetro de mercúrio
Nm: newton vezes metro
NO_x : óxidos de nitrogênio
π: constante Pi = 3,1415926...
rpm: rotação por minuto
s: segundo
SO_x : óxidos de enxofre
UCE: Unidade Controle Eletrônica
t.km/l: tonelada vezes quilometro por litro
V: volt
Vdc: volt corrente contínua
nF: nanofaraday

RESUMO

Um grande problema atual do mundo é o efeito estufa causado pela combustão de petróleo e seus derivados. Além disso, as reservas de petróleo não são ilimitadas, nem renováveis.

Uma maneira de minimizar o problema é a utilização de combustíveis renováveis, tais como o etanol, derivado da cana de açúcar. É o caso dos motores de ignição por centelha que usam o etanol há décadas no Brasil

Este trabalho descreve as tecnologias existentes para utilização de etanol em motores de ignição por compressão. Apresenta resultados energéticos e de consumo de mistura de etanol anidro com diesel em diversas proporções. Mostra como substituir parcialmente o Diesel pelo etanol hidratado em determinadas proporções, sem realizar a mistura de combustíveis. Os combustíveis entram no motor por caminhos diferentes.

Finaliza realizando estudos econômicos da utilização do etanol etílico em conjunto com o óleo diesel.

Palavras chave: etanol anidro, diesel, etanol hidratado, estudos econômicos.

ABSTRACT

A major problem in the world nowadays is the "green-house" effect, caused by the combustion of petrol and its derivatives. Besides, oil reserves are not limitless, nor renewable.

One way to minimize this problem is by using renewable combustibles, like ethanol, derived from sugar cane. This is the case of ignition spark engines, that have been using ethanol for decades, in Brazil.

This thesis describes the existing technologies for ethanol utilization in ignition compression engines. It also presents energy and consumption results for the mixture of anhydrous ethanol and diesel, in different proportions. It shows how to partially replace the diesel by hydrated ethanol in certain proportions, without fuel's blend. The fuels enter into the motor by different routes.

It finally describes economic studies for the utilization of ethylic alcohol in association to diesel.

Key Words: anhydrous ethanol, diesel, hydrated ethanol, economic studies.

1 – INTRODUÇÃO

As máquinas térmicas tiveram seu progresso no processo de mecanização da produção no setor têxtil. As máquinas que revolucionaram a produção do algodão foram: a "spinning-jenny", ou filatório, uma roda de fiar composta que produzia oito fios ao mesmo tempo, criada por James Hargraves, em 1767; a "water-frame" ou bastidor hidráulico, que produzia fios para a urdidura e a trama do tecido, desenvolvida por Richard Arkwright, em 1769; e a "mula", uma versão aperfeiçoada das duas máquinas anteriores, patenteada em 1779 por Samuel Crompton, que chegava a produzir 400 fios da melhor qualidade (mais finos e mais resistentes) ao mesmo tempo. Em 1785, Edmund Cartwright criou o tear mecânico aumentando a produção de tecidos e em 1792, Eli Whitney inventou o descaroçador do algodão, barateando a oferta da matéria prima em bruto.

O avanço técnico decisivo para a mecanização da indústria foi a utilização da energia a vapor, a partir da máquina criada em 1712 por Thomas Newcomen e aperfeiçoada em 1769 por James Watt, um construtor de instrumentos científicos da Universidade de Glasgow. A máquina a vapor de Newcomen foi muito empregada nas minas de carvão para bombear a água; as modificações introduzidas por Watt permitiram a sua utilização nas indústrias. A energia a vapor substituiu com enorme vantagem a energia muscular, hidráulica ou eólica, até então usadas para movimentar as máquinas.

A energia a vapor possibilitou o crescimento da mineração, da metalurgia, da tecelagem e dos transportes; foi aplicada às máquinas de bombear a água e de içar os minérios do fundo das minas, tornando o carvão mais barato; movimentou fábricas de fiação, de tecidos, de cerveja, de papel e moinhos de grãos.

Paralelamente a isso andou a criação do automóvel. Os primeiros trabalhos visando criar veículos automóveis foram realizados no séc. XVIII simultaneamente por várias

peças em diversos países. Credita-se, no entanto, ao francês Nicolas Cugnot o primeiro veículo a andar por meio de sua própria energia, em 1769.

Era um trator de três rodas, movido a vapor, destinado a arrastar canhão. Sua caldeira era montada sobre a única roda dianteira, andava a aproximadamente a 4 km/h e tinha que parar de poucos em poucos metros para formar e acumular vapor. Houve outros veículos a vapor depois deste, alguns mais eficientes, mas nenhum satisfazendo o mínimo das necessidades de um transporte mais rápido e versátil que os trens.

Em vista disto, no séc. XIV trabalhou-se no desenvolvimento de motores de combustão interna, cuja idéia data das experiências com pólvora no séc. XVII. Nestes motores o combustível queimaria no interior de um cilindro fechado com bases móveis, os êmbolos ou pistões. Nesta época já se haviam aperfeiçoado os tornos e outras máquinas de usinar peças móveis; desenvolvidos métodos eficientes de produzir centelhas elétricas; e novos combustíveis líquidos e gasosos a partir do carvão, que, embora destinados à iluminação, mostravam estar próximos da rápida ignição exigida pelos motores de combustão interna.

Em 1860, o francês Etienne Lenoir construiu o primeiro motor de combustão interna importante. Era de um só cilindro, no qual era injetado gás primeiro numa extremidade e depois na outra. O êmbolo era jogado de uma extremidade para a outra pelas explosões provocadas por centelha elétrica. Uma haste articulada no êmbolo e num volante fazia este último girar. Em 1862, outro francês, Alphonse Beau de Rochas, publicou a análise termodinâmica do novo motor, estabelecendo o princípio do ciclo de 4 tempos. Em 1876, os alemães N.A. Otto e Eugen Langen aplicaram com sucesso este princípio, vendendo cerca de 35.000 motores por todo o mundo para instalação em pequenas fábricas. O ciclo de quatro tempos, ainda hoje, é o princípio básico da maioria dos motores de combustão interna empregados na quase totalidade dos automóveis atuais.

Em 1885, o alemão Karl Benz colocou pela primeira vez na estrada um veículo automóvel equipado com motor de combustão interna de razoável segurança e por isso alguns o consideraram o “pai do automóvel”. O carro era de três rodas, o motor ficava na traseira, logo atrás do banco único, era de um cilindro, a quatro tempos, 250rpm, $\frac{3}{4}$ CV, velocidade de 10 km/h, queimando benzina como combustível. Era um veículo de estrutura leve, grandes rodas finas; o acionamento da roda traseira era feito por um mecanismo de corrente e rodas dentadas como nas bicicletas. Apresentava desde logo as principais características dos automóveis modernos: sistema de ignição elétrica, sistema de arrefecimento do motor por radiador e circulação de água e sistema de transmissão ao eixo

por engrenagens diferenciais. Este foi realmente o primeiro automóvel que se pode reconhecer como tal.

Mas foi em 1886, com o alemão Gottlieb Daimler, patenteando um motor de combustão interna de alta rotação, que o automóvel mostrou-se realmente viável. Seu autoveículo tinha quatro rodas, o eixo dianteiro articulado a um pino no centro para dar a direção e, principalmente, estava equipado com motor de alto rendimento, que queimava vapor de petróleo como combustível, produzia 1 CV por 40 kg de peso e funcionava bem entre 800 e 1000 rpm.

Em 1893, os irmãos Charles e Frank Duryea, dos E.U.A., construíram uma carruagem com motor a gasolina de 4 CV e velocidade de 15 km/h. Levassor Krebs revolucionou o desenho do automóvel, em 1894, projetando o Panhard com motor vertical, montado na dianteira e protegido por um capuz sobre um quadro de chassi que se tornou clássico. O carro apresentava também transmissão comum por meio de engrenagens deslizantes operadas por alavanca na mão direita, embreagem, freio e acelerador acionados nos pedais.

O outro tipo importante de máquina térmica é o motor diesel, inventado por Rudolf Diesel e patenteado em 1892. A atividade do mecanismo é originada pela compressão do ar e do combustível até ao ponto em que a mistura, no interior da câmara de combustão, atinge uma pressão e uma temperatura suficientes para provocar a explosão. Uma vez que o arranque se processe, o motor continua a rodar por si próprio, desde que o fluxo de ar e de combustível não seja interrompido. O combustível é um óleo de petróleo mais pesado em vez de gasolina.

Quanto aos meios mecânicos de grande envergadura, a opção pelos motores diesel é inevitável. Os grandes construtores dedicam-se ao desenvolvimento destes mecanismos, tentando sempre combater os níveis de poluição.

No mar, é de prever que o diesel continue a ser utilizado, porque para obter grandes potências, só recorrendo a combustíveis alternativos, como a energia nuclear, o que iria trazer problemas adicionais.

Também o transporte ferroviário não pode passar sem as históricas locomotivas a diesel. Não há dúvida de que os comboios elétricos são silenciosos e não poluentes, representando a solução ideal para percursos urbanos ou em zonas altamente povoadas, mas os elevados custos da eletrificação das vias levantam a questão de as longas distâncias poderem muito mais facilmente serem vencidas com as locomotivas a diesel.

Juntamente com as máquinas térmicas, vieram os problemas com a poluição atmosférica.

A mudança global do clima é um dos mais graves problemas ambientais do século, que traz conseqüências possivelmente catastróficas. Este problema vem sendo causado pela intensificação do efeito estufa, que por sua vez está relacionado ao aumento da concentração, na atmosfera da terra, de gases que possuem características específicas. Estes gases permitem a entrada da luz solar, mas impedem que parte do calor no qual a luz se transforma, volte para o espaço. Este processo de aprisionamento do calor é análogo ao que ocorre em uma estufa, daí o nome atribuído a esse fenômeno e também aos gases que possuem essa propriedade de aprisionamento parcial de calor, chamados de gases de efeito estufa (GEE), dentre os quais destaca-se o dióxido de carbono (CO₂).

É importante notar que o CO₂, bem como os outros GEE 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 "sujam" 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 ela fosse habitável.

No entanto, a intensificação deste 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 destes combustíveis vêm aumentando de forma abrupta. Este aumento das emissões por sua vez fez com que uma maior quantidade destes gases se concentrasse na atmosfera. É justamente este 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. Este calor adicional, ou dito de outra forma, esta variação de energia térmica, tem uma influencia determinante sobre o funcionamento do clima do planeta, já que esta energia é responsável pela circulação dos ventos e dos oceanos, pela evaporação e pela precipitação.

Uma maneira de se neutralizar o efeito estufa é a utilização de combustíveis renováveis, tais como o etanol, fabricado a partir da cana de açúcar.

Em motores de ignição por centelha existem tecnologias que vem sendo desenvolvidas há décadas e desde os finais dos anos 70 já são comercializados automóveis movidos a álcool.

Para motores de ignição por compressão, não há ainda sistemas eficazes para utilização de combustíveis alternativos, que auxiliariam na diminuição do efeito estufa e emissões de particulados.

Os veículos movidos a óleo diesel são grandes emissores de material particulado, sendo que 80% do material particulado é fuligem (fumaça negra). Esta fuligem é composta principalmente de carvão, o qual absorve substâncias tóxicas, irritantes e cancerígenas. Depositadas nos alvéolos, causam danos à saúde devido à longa permanência. Ainda, dentre os veículos a diesel, os ônibus urbanos são certamente os maiores vilões, principalmente devido ao grande número de coletivos que circulam nos centros das cidades (TSCHÖE et al., 2000).

Para diminuir os particulados e conseqüentemente a emissão de poluentes, além de auxiliar no equilíbrio do efeito estufa, pode se utilizar álcool etílico em conjunto com o óleo diesel.

Na década de 80, tentou-se utilizar álcool em motores do ciclo diesel. Era uma mistura de álcool e aditivos para aumentar a lubrificidade e o número de cetanos do etanol. Havia também o motor com duplo combustível, utilizando álcool e diesel num motor ICO. O diesel era a frente de chama necessária para combustão do álcool. Em outras palavras, o óleo diesel servia como estopim para a combustão do álcool. Ambos projetos foram abandonados. O início do capítulo 3 aborda esse assunto.

Uma outra maneira de se utilizar etanol em motores do ciclo diesel, é a adição de álcool anidro ao óleo diesel através de mistura. O acompanhamento dos testes de uma frota que utiliza mistura desde 1998 está mostrado no capítulo 3.

O álcool também pode ser utilizado em conjunto com o óleo diesel através de injeção. O diesel passa pela bomba e bicos injetores e é injetado na câmara de combustão, enquanto o álcool vem misturado com o ar da admissão. O capítulo 4 ilustra como isso pode ser feito.

Finalizando, têm-se os dados obtidos no teste e as conclusões que podem ser tiradas do experimento.

2 – OBJETIVOS

Estudos realizados pelo IPT (Relatório IPT DME/AM 37.956 - novembro 1998) mostram que há diminuição de particulados quando se mistura ao óleo diesel, um segundo combustível. O presente trabalho ilustra a construção e ensaio de um dispositivo capaz de fornecer um segundo combustível de maneira eficaz, calculando a viabilidade econômica da utilização desse combustível associado ao óleo diesel.

Analisa também as conseqüências de uma mistura combustível acondicionada no mesmo reservatório de combustível sobre o sistema de injeção de combustível do motor.

Para concluir, efetua estudos financeiros da injeção de álcool hidratado em conjunto com diesel e álcool anidro misturado ao óleo diesel.

3 – LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO

Com a crise do petróleo e o lançamento do PROALCOOL (Programa Nacional do Álcool) pelo Governo Federal, a Mercedes-Benz, no início dos anos 80, introduz no mercado o caminhão L 2215 movido a álcool aditivado, mostrado na figura 3.1.



FIGURA 3.1 – Caminhão L 2215 movido a álcool – 1984. (DAIMLER CHRYSLER, 2003)

A emulsão era composta por álcool, óleo de mamona, aditivo a base de DNTEG e Maxlub 8027. A seguir, a figura 3.2 mostra a tabela da mistura do aditivo, óleo de mamona e anticorrosivo recomendada pelo fabricante.

QUANTO COLOCAR DE CADA COMPONENTE ?

Componentes (litros)				Total preparado (aproximado)
Álcool	Aditivo (1)	Óleo 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
1.000	50	10	0,250 (250 ml)	1.060
2.000	100	20	0,500 (500 ml)	2.121
3.000	150	30	0,750 (750 ml)	3.181
4.000	200	40	1,000	4.241
5.000	250	50	1,250	5.301
6.000	300	60	1,500	6.362
7.000	350	70	1,750	7.422
8.000	400	80	2,000	8.482
9.000	450	90	2,250	9.542
10.000	500	100	2,500	10.603

Aditivos a 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 a mistura dos componentes, consulte o fornecedor do aditivo e siga rigorosamente as instruções.

FIGURA 3.2 – Teores dos componentes misturados ao álcool. (MERCEDES BENZ, 1983).

Era necessário agitação para colocação do aditivo. Os componentes do combustível, uma vez homogeneizados, não se separavam. O principal problema era a manipulação do aditivo, que causava náuseas e dor de cabeça a quem o manuseava.

Vários caminhões da marca foram lançados com motor a álcool até 1986.

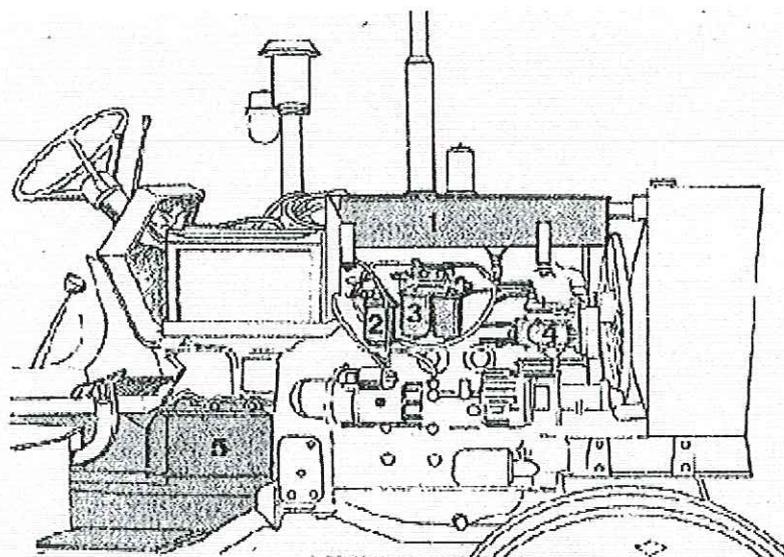
O sistema apresentou muitos problemas e foi abandonado devido à estabilidade dos preços do petróleo, ao alto consumo e à baixa confiabilidade dos caminhões movidos a álcool aditivado.

Os fabricantes de tratores também lançaram seus produtos movidos a álcool.

A Valmet lançou o motor PID ÁLCOOL com injeção piloto. O trator possuía 2 circuitos de combustível, cada um com seu tanque, filtros, bomba injetora e bicos injetores: o circuito de injeção piloto e o circuito de injeção principal. (TRATORES VALMET ÁLCOOL, 1983).

A injeção piloto operava com um combustível de alto número de cetanas (óleo diesel) e servia para dar partida ao motor e durante o funcionamento como “estopim” do álcool hidratado. (TRATORES VALMET ÁLCOOL, 1983).

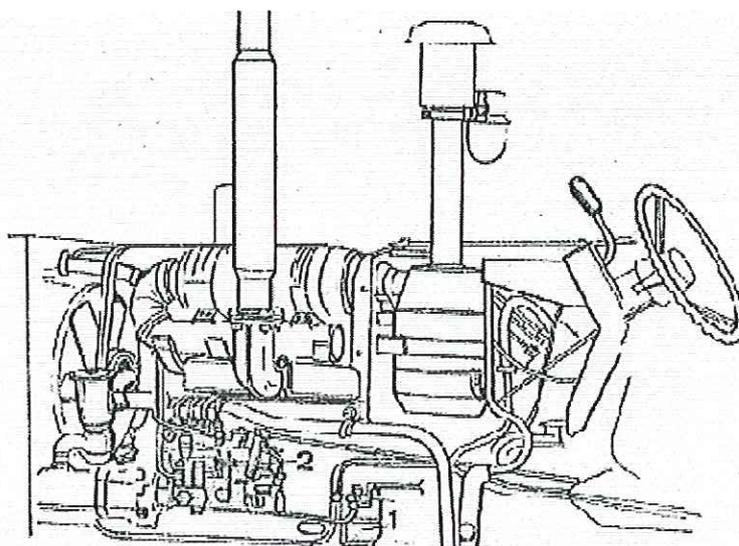
A figura 3.3 mostra detalhes da bomba de injeção piloto do trator movido a duplo combustível da Valmet.



- | | |
|--|---|
| 1 Tanque do combustível piloto (óleo diesel) | 3 Filtro combustível principal (álcool) |
| 2 Filtro do combustível piloto (óleo diesel) | 4 Bomba injetora do combustível piloto |
| | 5 Tanque combustível principal |

FIGURA 3.3 – Bomba injetora do combustível piloto (diesel). (TRATORES VALMET ÁLCOOL, 1983)

A injeção principal operava com álcool hidratado e era responsável pela potência útil gerada pelo motor. A figura 3.4 mostra a bomba injetora de álcool.



- | | |
|---|--|
| 1 Pré filtro sedimentador do combustível principal (álcool) | 2 Bomba injetora do combustível principal (álcool) |
|---|--|

FIGURA 3.4 – Bomba injetora do combustível principal (álcool). (TRATORES VALMET ÁLCOOL, 1983)

Foi um motor problemático, pois freqüentemente apresentava falhas em regime de trabalho, causando dificuldades na operação.

Poucas unidades foram comercializadas, devido ao número elevado de problemas que os tratores apresentaram.

Embora alguns fabricantes já tenham lançado sistema que injetasse diretamente o álcool na câmara de combustão, não havia controle que promovesse a mistura com o diesel com a acuracidade desejada.

3.1 – DEFINIÇÕES

Este item apresenta conceitos básicos a respeito de injeção em motores de ignição por compressão. Apresenta também histórico de outro combustível adicionado ao diesel, mostrando o que foi feito para viabilizar a utilização.

3.1.1 – Requisitos de Injeção em Motores ICO

De acordo com OBERT (1971), no motor ICO, o sistema de injeção deve satisfazer os seguintes requisitos fundamentais: injetar a quantidade de combustível adequada à carga do motor e manter esta quantidade constante de ciclo a ciclo da operação e uniforme, de cilindro a cilindro. A velocidade de injeção deve ser controlada, para controlar a combustão e a conseqüente elevação de pressão. A atomização do combustível deve ser a maior possível e a distribuição deve ser uniforme, na câmara de combustão. Para finalizar, a injeção deve começar e terminar rapidamente.

O sistema de injeção deve iniciar e controlar o processo de combustão, num motor de ignição por compressão.

Com relação à classificação do sistema de injeção em motores ICO, a injeção pode ser direta ou indireta.

3.1.1.1 – Injeção Direta

Segundo OBERT (1971), quase todos os motores diesel grandes (diâmetro dos cilindros acima de 200 mm), e vários motores menores, usam uma câmara de injeção direta, também chamada câmara aberta ou simples. O combustível é injetado diretamente na câmara de combustão.

Nos motores de câmara aberta, a responsabilidade dos injetores é grande, pois a injeção é feita na própria câmara de combustão. Por esta razão, o injetor está localizado em geral no centro da câmara, e com quatro ou mais orifícios, cada jato ou pulverização de combustível contribui para uma configuração (figuras 3.5, 3.6 e 3.7).

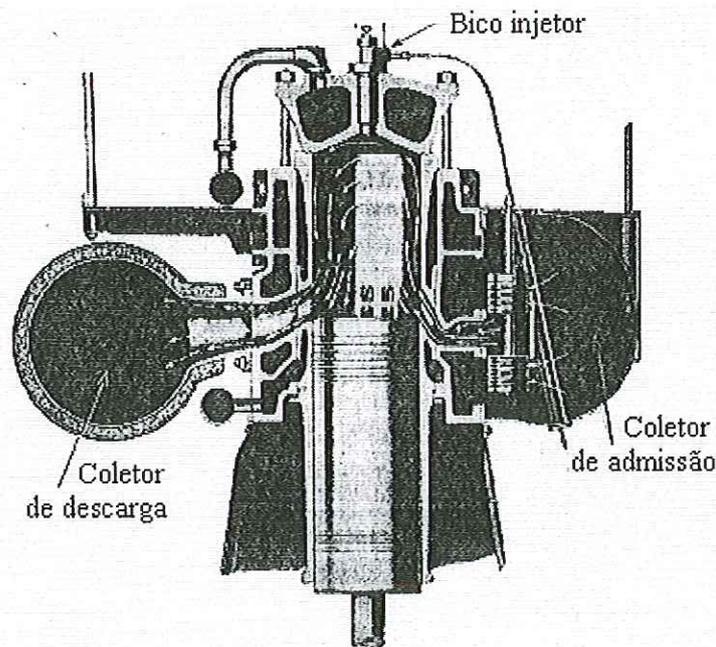


FIGURA 3.5 – Nordberg diesel de dois tempos, 5 cilindros (OBERT, 1971).

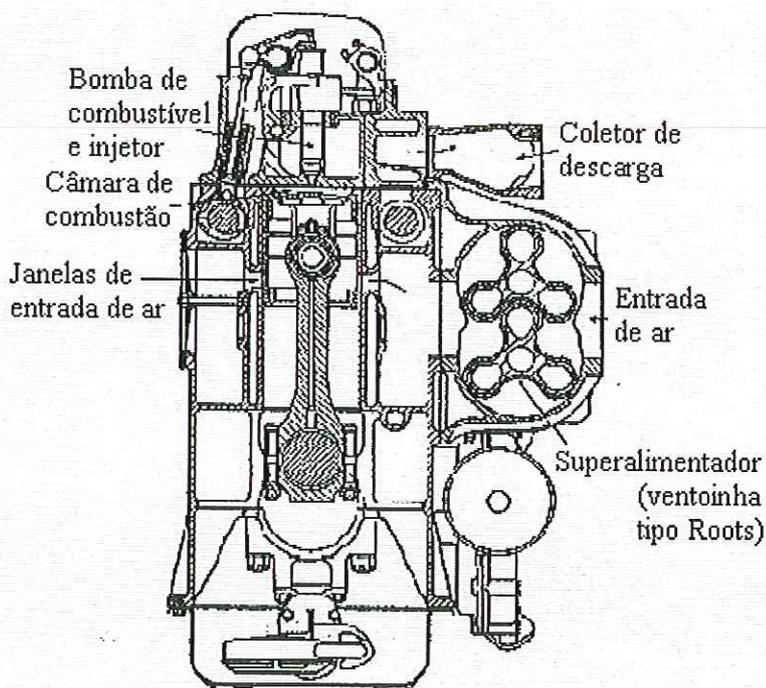


FIGURA 3.6 – Motor diesel de dois tempos General Motors. (OBERT, 1971)

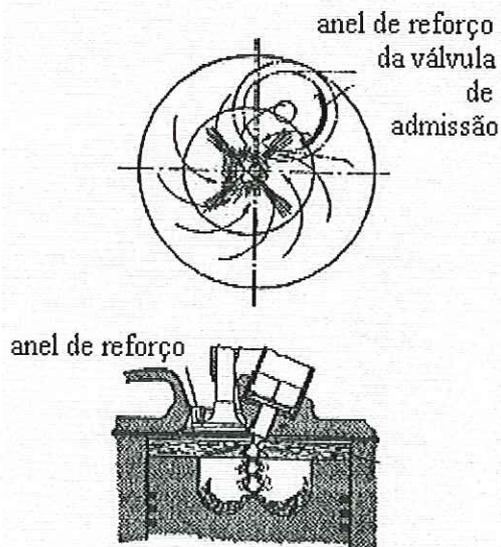


FIGURA 3.7 – Diesel britânico A.E.C. de câmara aberta. (OBERT, 1971)

Em alguns motores, dois injetores são usados, localizados em lados opostos da câmara. Estes injetores são dirigidos tanto diametralmente através da câmara (figura 3.8) como tangencialmente para dentro do cilindro.

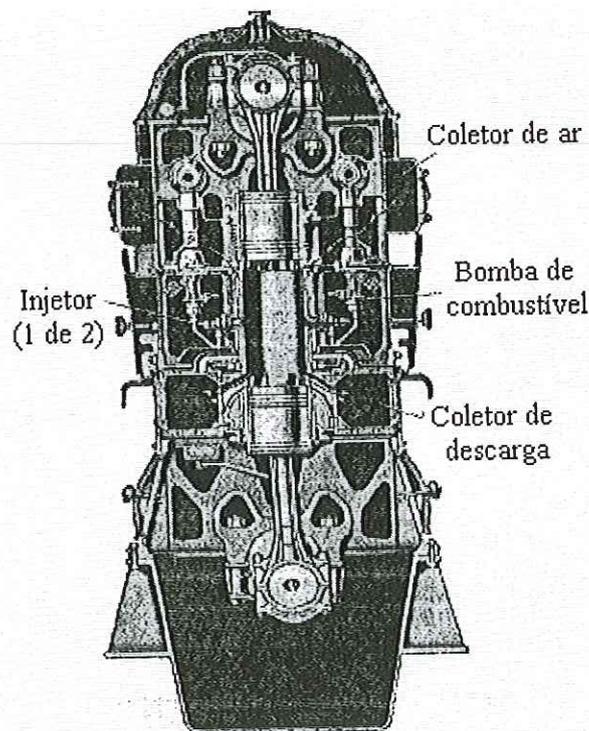


FIGURA 3.8 – Seção transversal do motor de êmbolos opostos. (OBERT, 1971)

A turbulência ou movimento de ar dentro do cilindro não modifica muito a direção da atomização do combustível, mas tende a desagregar as partículas de combustível do núcleo e carregá-las para fora do jato. Esta ação é favorecida pelo movimento rotativo do ar, o qual passa, na maioria dos casos, através do jato (figura 3.7). Os orifícios no injetor estão colocados de maneira a enquadrar a forma da pulverização na câmara de combustão sem atingir as paredes ou o êmbolo. Assim na figura 3.8 deseja-se uma forma plana a partir do injetor. O jato pulverizado de combustível deve conter uma mistura de gotículas de vários tamanhos a fim de obter vários graus de penetração junto com vaporização gradual para encontrar o máximo de ar sem formar misturas muito ricas na vizinhança do injetor.

Sem algum movimento de ar na câmara, o motor de câmara aberta não consome o ar admitido no cilindro. A turbulência primária é provocada pelo projeto adequado das janelas de entrada ou válvulas de entrada.

Utilizando injeção direta, os motores podem trabalhar com rotações mais altas que os de injeção indireta e conseqüentemente, atingem maiores potências e possuem melhor rendimento mecânico.

A injeção direta pode contar ainda com controle eletrônico, que otimiza a quantidade de combustível injetada nos cilindros.

3.1.1.2 – Injeção Indireta

De acordo com OBERT (1971), a injeção indireta funciona com o bico injetor despejando o combustível em uma câmara intermediária para depois chegar ao cilindro. Este caminho maior faz com que o diesel perca calor e a combustão seja mais lenta.

Neste tipo de motor, a câmara de combustão é dividida em duas partes por uma passagem restritora, como está ilustrado nas figuras 3.9 e 3.10.

A pequena antecâmara é chamada de câmara de pré-combustão e contém de 25 a 40% do volume da câmara do cilindro; o resto constitui a câmara principal. Na operação do motor, o combustível é injetado na pré-câmara, onde o choque inicial de combustão tende a ser delimitado. Então a pré-câmara serve como um injetor auxiliar para expelir a mistura parcialmente queimada de ar-combustível para dentro da câmara principal em alta velocidade. A turbulência secundária permite ao combustível encontrar o ar e completar a combustão. Note-se que a descida do êmbolo no curso motor tende a criar uma diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal. Essa diferença de pressão auxilia a descarga dos gases da câmara de pré-combustão.

Essa explicação da ação da pré-câmara também serve para ilustrar a vantagem principal da construção: o injetor não necessita ter grande precisão e as pressões de injeção são mais baixas que nos motores de injeção direta.

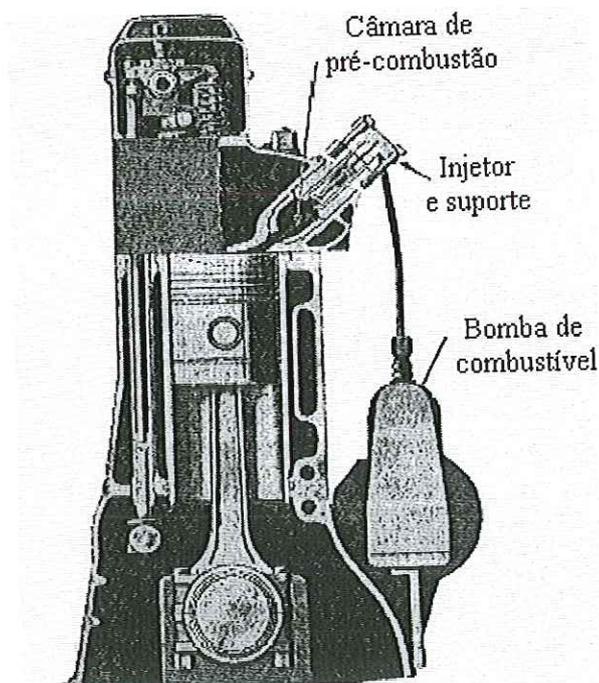


FIGURA 3.9 – Diesel International Harvester com câmara de pré-combustão.
(OBERT, 1971)

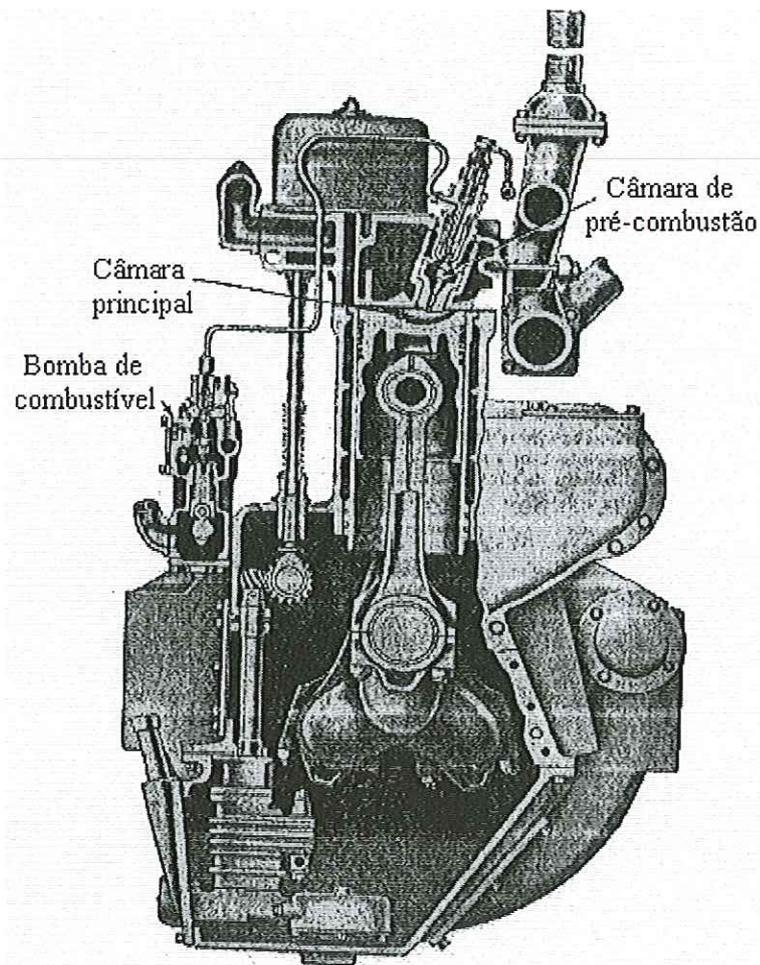


FIGURA 3.10 – Diesel Caterpillar com câmara de pré-combustão. (OBERT, 1971)

O ar na pré-câmara tem um redemoinho rotativo que pulveriza o jato e o carrega em torno da pré-câmara. Quando a ponta do jato atinge a boca da pré-câmara, a combustão começa no envoltório próximo à ponta (cerca de 9 graus da árvore de manivelas a 600 rpm ou 2,5 milisegundos) e espalha-se rapidamente para trás em direção do injetor. A pressão aumenta correspondentemente na pré-câmara e expulsa os gases que estão queimando para dentro da câmara principal onde reside a maior parte do ar. A combustão na câmara principal pode permitir à pressão elevar-se tão rapidamente que se verifica fluxo retroativo para a pré-câmara. O fim da combustão efetiva ocorre diretamente depois que a pressão máxima é atingida, posto que alguma queima persiste na câmara principal por 40 ou 50 graus do curso de expansão.

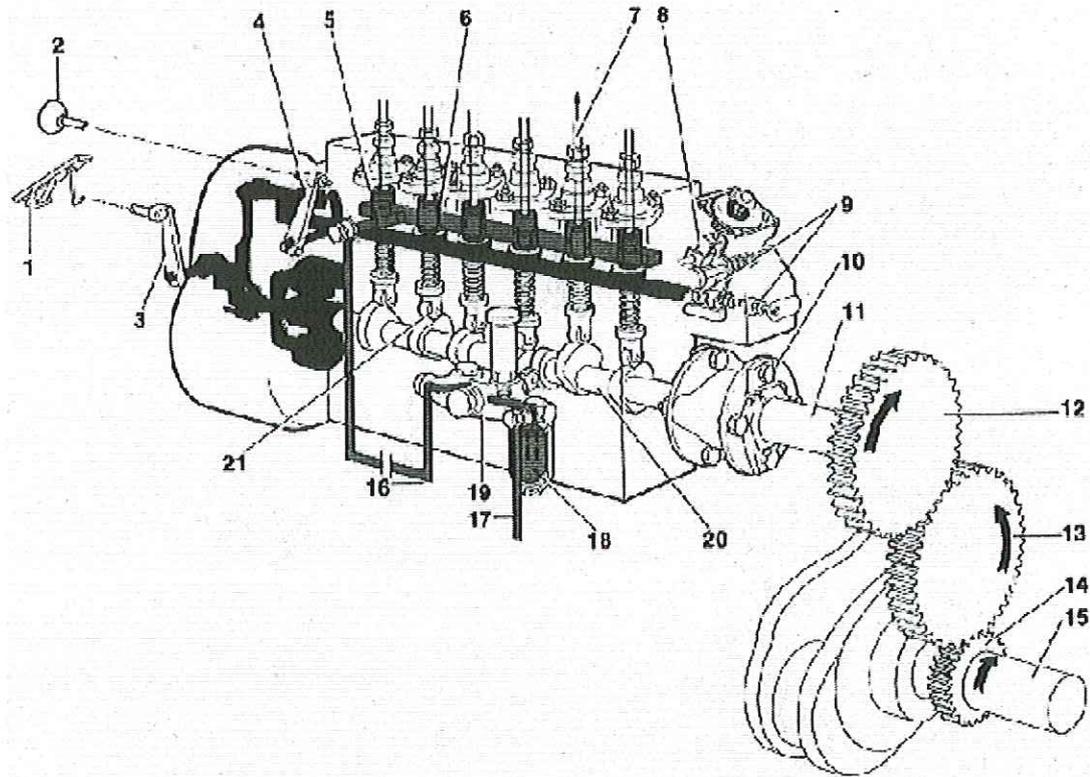
3.1.2 – Sistemas de injeção

A seguir, descrição de sistema de injeção em motores de ignição por compressão.

3.1.2.1 – Bomba injetora Bosch

De acordo com o SCANIA SERVICE 3 (1994), o funcionamento de uma bomba injetora Bosch, de um motor estacionário é descrito da seguinte forma: a bomba injetora é acionada pelas engrenagens da distribuição, à metade da rotação do motor.

A ilustração da bomba injetora Bosch com componentes é mostrada na figura 3.11.



Legenda:

1. Pedal do acelerador
2. Comando de parada
3. Alavanca do acelerador
4. Alavanca de parada
5. Haste de regulação

6. Elemento da bomba injetora
7. Tubo de pressão para os injetores
8. Limitador de fumaça
9. Batente de plena carga da haste de regulagem
10. Acoplamento da bomba, tipo de discos de aço
11. Árvore de acionamento da bomba injetora
12. Engrenagem da bomba injetora
13. Engrenagem intermediária
14. Engrenagem da árvore de manivelas
15. Árvore de manivelas
16. Tubo de combustível da bomba alimentadora
17. Tubo de combustível do reservatório
18. Pré-filtro
19. Bomba alimentadora
20. Árvore de comando
21. Tucho

FIGURA 3.11 – Ilustração esquemática da bomba injetora com regulador centrífugo. (SCANIA, 1994)

A árvore de acionamento da bomba injetora é conectada ao motor através das engrenagens de distribuição.

A bomba injetora tem um elemento para cada cilindro do motor. Cada elemento é composto por um cilindro com orifícios de alimentação e um êmbolo, que funciona com curso constante.

O volume de combustível injetado é determinado pelo ângulo de giro dos êmbolos, através da haste de regulagem.

O êmbolo é girado pela haste de regulagem que é controlada pelo regulador. A haste de regulagem gira todos os êmbolos simultaneamente e ao mesmo ângulo. A injeção começa quando o êmbolo da bomba fecha os orifícios de alimentação do cilindro da bomba injetora.

A bomba cessa a injeção, de combustível quando a hélice (ranhura helicoidal) do êmbolo passa pelos orifícios de alimentação da bomba injetora.

A letra a na figura 3.12 indica a quantidade de combustível a ser injetada.

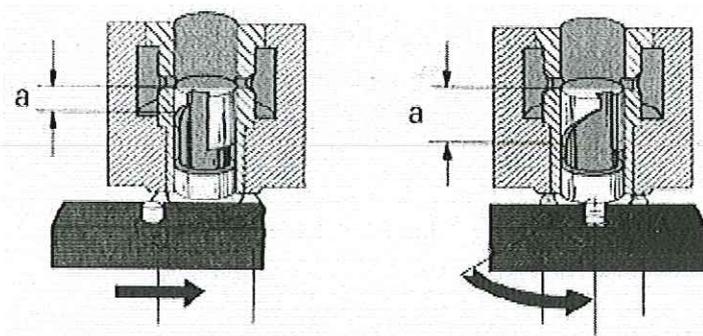


FIGURA 3.12 – Elementos da bomba e haste de regulagem, Bosch. (SCANIA, 1994).

Os êmbolos também possuem um rebaixo para partida a frio. Quando o dispositivo de partida a frio é acionado, a haste de regulagem é deslocada no seu curso total de trabalho, girando os êmbolos nos cilindros o suficiente para que o rebaixo de partida a frio fique alinhado com o orifício de alimentação, atrasando a injeção do combustível.



FIGURA 3.13 – Rebaixo de partida a frio no êmbolo da bomba injetora. (SCANIA, 1994).

O retardo na injeção faz com que a compressão nos cilindros do motor no momento da injeção seja maior. Isso em conjunto com um maior volume de combustível injetado facilita a ignição.

Acima de cada êmbolo da bomba, há uma válvula de pressão, que consiste de um corpo e um êmbolo. O êmbolo da válvula é mantido contra sua sede por uma mola.

Quando a pressão de abertura no elemento é atingida, a válvula de pressão se abre e admite combustível para o tubo de pressão. Quando a pressão do combustível cai, após a injeção, o êmbolo da válvula é pressionado contra sua sede por ação de uma mola. Quando o êmbolo da válvula de pressão fecha a passagem do combustível no bico injetor, aumenta-se

o volume de combustível disponível no tubo de pressão. Por isso, o alívio de pressão ocorre no tubo de pressão e no injetor, reduzindo o risco de vazamento pelo injetor.

A variação de volume está adaptada ao comprimento do tubo de pressão.

A válvula de pressão é montada no porta-válvula, o qual é parafusado na parte superior do corpo da bomba.

Os estágios de funcionamento dos êmbolos e das válvulas de pressão estão descritos a seguir e ilustrados nas figuras 3.14 a 3.19.

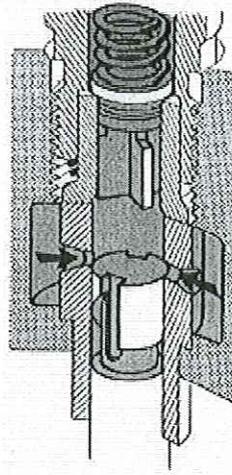


FIGURA 3.14 – Alimentação de combustível. (SCANIA, 1994)

O combustível flui da câmara de aspiração da bomba injetora para a câmara de alta pressão do elemento.

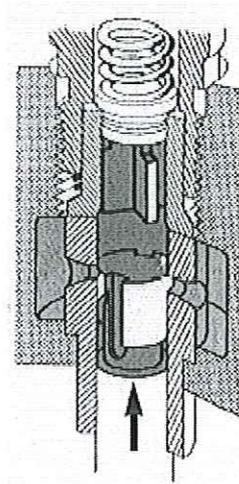


FIGURA 3.15 – Pré-curso. (SCANIA, 1994)

Curso de êmbolo, do ponto morto inferior até o fechamento do orifício de alimentação pela borda superior do êmbolo (início de débito).

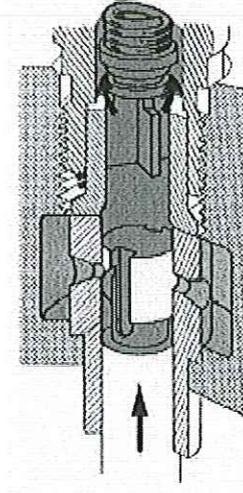


FIGURA 3.16 – Curso útil. (SCANIA, 1994)

Curso do êmbolo, da abertura da válvula de pressão até a abertura do orifício de alimentação pela hélice.

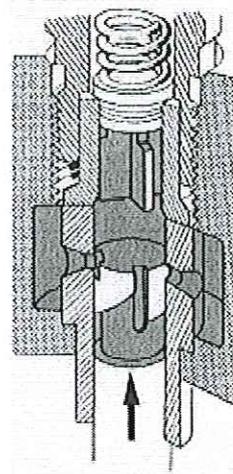


FIGURA 3.17 – Dispositivo de partida a frio acionado. (SCANIA, 1994)

Quando o dispositivo de partida a frio é acionado, o curso útil é retardado devido ao rebaixo na parte superior do êmbolo, que faz com que o mesmo se desloque mais, antes de fechar o orifício de alimentação.

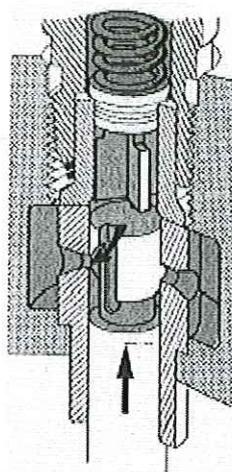


FIGURA 3.18 – Curso residual. (SCANIA, 1994)

Curso do êmbolo, abertura do orifício de alimentação (fim do débito) até o ponto morto superior. Logo após esse estágio, ocorre a inversão do movimento do êmbolo.

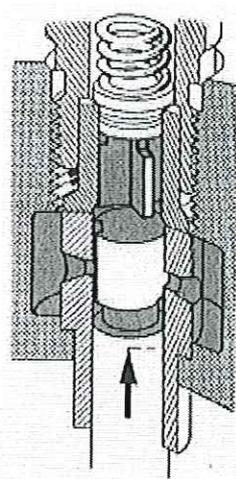
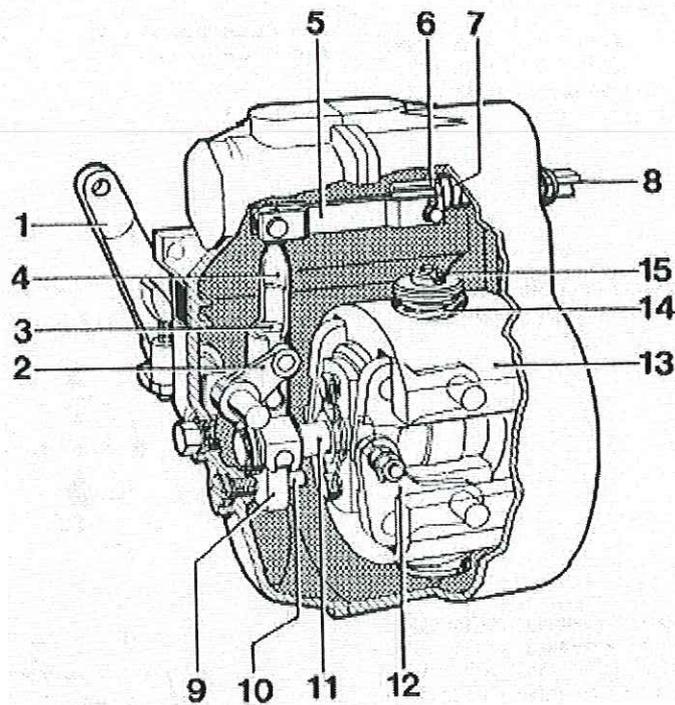


FIGURA 3.19 – Sem alimentação. (SCANIA, 1994)

Quando o motor é desligado, o êmbolo gira de forma que a ranhura vertical fica alinhada com o orifício de alimentação, o que impede a abertura da válvula de pressão.

Acoplado à bomba injetora está o regulador, que conforme o manual de oficina Scania, tem como função, manter a rotação do motor de modo que corresponda à posição do pedal do acelerador. Sem o regulador, a rotação do motor cairia até o motor parar ou aumentaria até uma rotação excessiva.

**Legenda:**

1. Alavanca do acelerador
2. Alavanca-guia
3. Êmbolo
4. Alavanca de regulagem
5. Garfo de articulação
6. Mola prato
7. Mola de compensação
8. Haste de regulagem
9. Peça corrediça
10. Parafuso-guia
11. Luva de regulagem
12. Alavanca do contrapeso
13. Contrapeso do regulador
14. Molas de regulagem
15. Porca de ajuste

FIGURA 3.20 – Regulador da bomba injetora. (SCANIA, 1994)

O cubo do regulador é acionado pela árvore de comando da bomba injetora através de um amortecedor de vibrações. As alavancas fazem com que os contrapesos se articulem no cubo do regulador.

Em cada contrapeso existe um conjunto de molas. Quando os contrapesos são forçados para fora pela força centrífuga, as alavancas transferem um movimento para a luva de regulagem, que por sua vez transmite a pressão para a peça corrediça. A peça corrediça desloca-se em linha reta pelo parafuso-guia e efetua a ligação entre o conjunto dos contrapesos e a haste de regulagem, através da alavanca de regulagem.

Os esquemas básicos das figuras 3.21 a 3.23 ilustram as peças mais importantes e seu funcionamento:

Legenda:

A = Posição de parada da haste de regulagem

B = Posição máxima da haste de regulagem

C = Posição da haste de regulagem para partida a frio

1. Alavanca do acelerador
2. Alavanca-guia
3. Êmbolo
4. Alavanca de regulagem
5. Garfo de articulação
6. Mola prato
7. Mola de compensação
8. Haste de regulagem lenta
9. Peça corrediça
10. Parafuso-guia
11. Luva de regulagem
12. Alavanca do contra-peso da bomba injetora
13. Contrapeso do regulador
14. Molas de regulagem
15. Porca de ajuste
16. Batente de rotação máxima
17. Batente de marcha
18. Elemento da bomba
19. Cubo do regulador
20. Árvore de comando

21. Batente de plena carga

22. Alavanca de parada

Quando o motor está parado, a haste de regulagem está na posição de parada e os contrapesos nas suas posições de repouso.

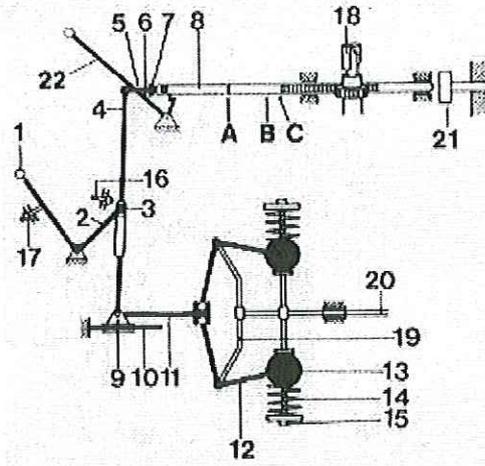


FIGURA 3.21 – Esquema do regulador com motor parado. (SCANIA, 1994)

Na posição de partida, a alavanca do acelerador está apoiada contra o batente de plena carga. A haste de regulagem está na sua posição máxima para fornecer ao motor todo combustível que for possível durante a partida.

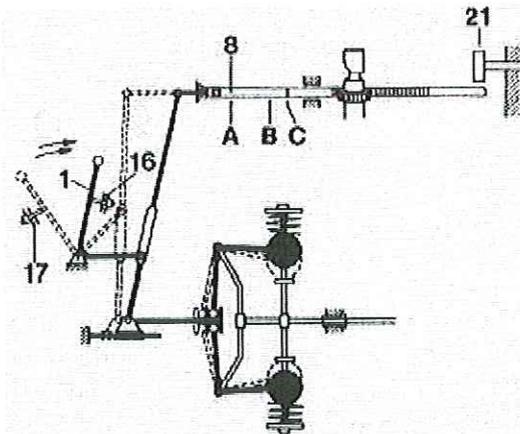


FIGURA 3.22 – Esquema do regulador na posição de partida. (SCANIA, 1994)

Quando o motor atinge a sua rotação máxima admissível, os contrapesos eliminam a força das molas do regulador e a regulagem começa. Quando isto acontece, as alavancas dos contrapesos são acionadas do cubo do regulador e a peça corrediça e alavanca de regulagem deslocará a haste de regulagem da posição máxima até a posição de parada.

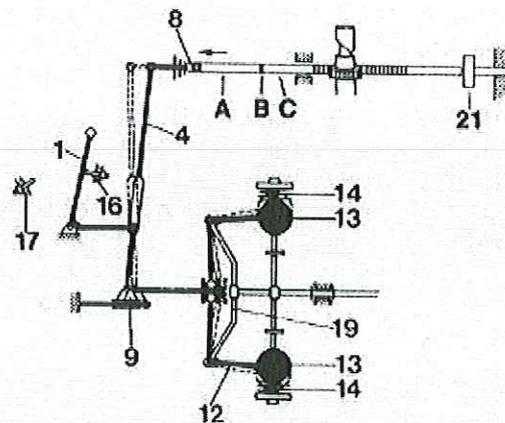
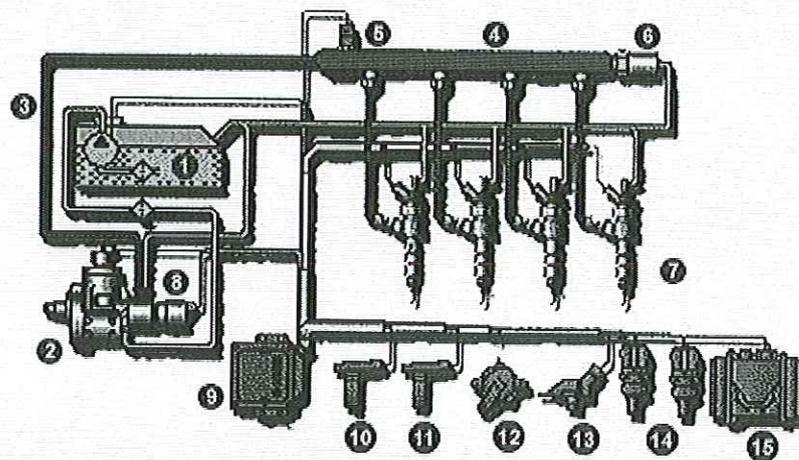


FIGURA 3.23 – Esquema do regulador na posição de plena carga. (SCANIA, 1994)

3.1.2.2 – Common Rail

Conforme AHLIN (2000), o sistema common rail é dividido em três grupos: o circuito de alta pressão, o circuito de baixa pressão e a UCE (Unidade de controle da injeção).

CRS - Common Rail - Injeção Eletrônica Diesel



- | | | |
|---|-----------------------------------|------------------------------------|
| 1 - Tanque de combustível pré-filtro e bomba pré-alimentadora | 5 - Sensor de pressão de galeria | 10 - Sensor de rotação |
| 2 - Bomba de alta pressão | 6 - Válvula de segurança | 11 - Sensor de fase |
| 3 - Linha de alta pressão | 7 - Injetores | 12 - Sensor do pedal do acelerador |
| 4 - Galeria | 8 - Válvula reguladora de pressão | 13 - Sensor de pressão do turbo |
| | 9 - Caixa de comando | 14 - Sensores de temperatura |
| | | 15 - Sensor de fluxo de ar |

FIGURA 3.24 – Esquema do sistema common rail. (BOSCH, 2003)

O equipamento consiste em um duto único, controlado eletronicamente, que alimenta todos os bicos injetores. É um sistema de injeção direta, pois o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão.

Na galeria, a pressão do combustível é mantida de acordo com a atividade do motor e é capaz de preparar um volume de diesel específico para cada injetor. Sua principal vantagem é a precisão e flexibilidade no processo de injeção (AHLIN, 2000).

O circuito de alta pressão é composto por uma bomba de alta pressão, a galeria, uma válvula reguladora de pressão, um sensor de pressão e a linha de alta pressão conectada aos injetores. Esta parte do sistema é responsável pela geração e pela estabilidade do nível de alta pressão na linha e pela injeção de combustível na câmara de combustão do motor. A bomba de alta pressão pressiona o combustível na linha, atingindo pressão máxima de 1.350 bar (AHLIN, 2000).

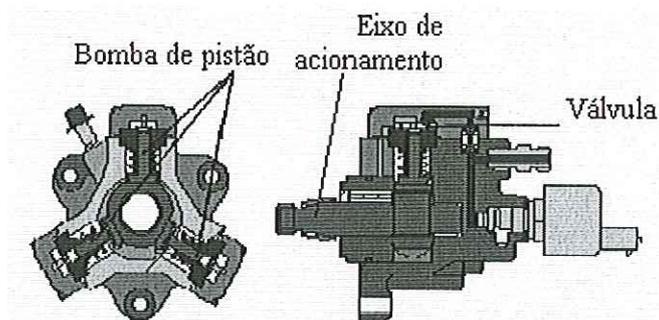


FIGURA 3.25 – Bomba de alta pressão. (AHLIN, 2000)

Existe um injetor para cada cilindro e este injetor possui uma válvula solenóide que é comandada por uma ECU, para cada tempo de injeção (AHLIN, 2000).

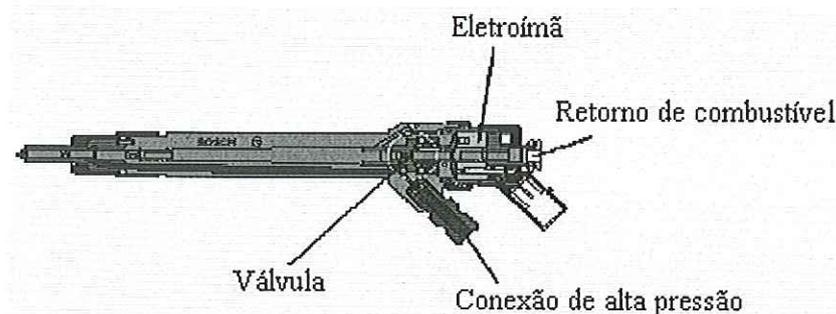


FIGURA 3.26 – Injetor. (AHLIN, 2000)

A válvula de controle de pressão mantém a pressão no nível desejado. Esse controle é baseado nas medidas realizadas pelo sensor de pressão (AHLIN, 2000).

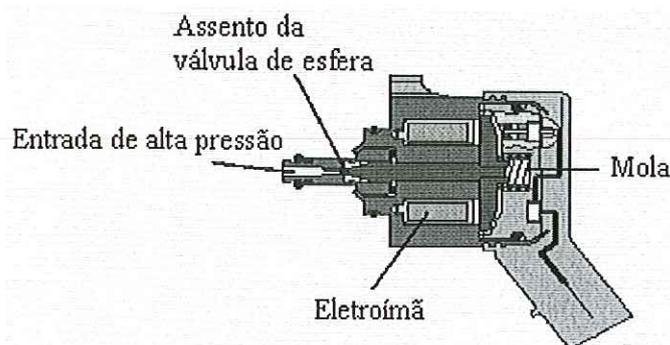


FIGURA 3.27 – Válvula de controle de pressão. (AHLIN, 2000)

O circuito de baixa pressão abastece o circuito de alta pressão com combustível. O combustível é sugado do tanque pela bomba alimentadora, passa pelo filtro e através da bomba de alta pressão, abastece o circuito de alta pressão (AHLIN, 2000).

A ECU avalia os sinais dos diferentes sensores e supervisiona o correto funcionamento do sistema de injeção. Tem como funções principais manter o sistema pressurizado pela válvula de controle de pressão, além de controlar o início e término da injeção. Para isto, a ECU efetua os cálculos da quantidade exata de combustível a ser fornecida, levando em consideração os dados recebidos pelos sensores (pressão do sistema de combustível, rotação do motor, fase, posição do acelerador, pressão do turbo, temperatura e fluxo de ar) e libera a quantidade otimizada de combustível para injeção e otimiza o início e a duração da injeção feita pela eletroválvula (AHLIN, 2000).

3.1.3 – Combustão nos motores ICO

Segundo RAHDE (2003), embora as reações químicas, durante a combustão, sejam indubitavelmente muito semelhantes nos motores de ignição por centelha e nos motores Diesel, os aspectos físicos dos dois processos de combustão são bastante diferentes.

No motor de ignição por centelha em operação normal, o combustível está substancialmente no estado gasoso e 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 controle preciso. A ignição é seguida pelo espalhamento de uma frente de chama definida, através 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.

No motor Diesel, o ar, diluído por uma pequena fração de gás residual, é comprimido até uma relação de volume de 12 a 20, e o combustível, líquido, é borrifado 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 entre 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, ocorre 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 se elevar apreciavelmente devido à combustão.

3.1.3.1 – Definições

De acordo com RAHDE (2003), algumas definições básicas são necessárias:

Período de injeção: é o período que decorre do início da pulverização no cilindro e o final do escoamento do bocal.

Ângulo de injeção: é o ângulo de manivela entre o início e o fim da injeção.

Período de atraso: é o período entre o início da injeção e o surgimento da primeira chama ou da elevação de pressão.

Ângulo de atraso: é o ângulo de manivela correspondente ao período de atraso.

3.1.3.2 – As 3 fases da combustão

Segundo RAHDE (2003), 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 este combustível tende a queimar-se rapidamente, devido a multiplicidade de

pontos de ignição e à alta temperatura já existente na câmara de combustão. Considera-se 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. Esta é a terceira fase da combustão.

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, tem pequeno efeito sobre o atraso (RAHDE, 2003).

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 a taxa de combustão das mesmas é limitada por sua taxa de evaporação. A taxa de queima decresce com o decréscimo da fração de oxigênio no ar envolvente. Estas observações ajudam a explicar a ocorrência da combustão Diesel antes da evaporação completa das gotas (RAHDE, 2003).

Através de experiências pode-se deduzir que, com dado combustível, o principal fator que influencia o atraso é a temperatura média dos conteúdos do cilindro durante o período de atraso. Nos motores, 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, pode-se obter reduções significativas no atraso (RAHDE, 2003).

A combustão, no período de combustão rápida, decorre principalmente da queima do combustível que teve tempo de se evaporar e se misturar com o ar durante o período de atraso. A taxa e extensão da queima durante este período são proximamente associados com a extensão do período de atraso e sua relação com o processo de injeção (RAHDE, 2003).

A terceira fase da combustão é o período que vai da máxima pressão até o ponto em que a combustão é mensuravelmente completa (RAHDE, 2003).

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.

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, no caso dos motores Diesel 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 um forte turbilhamento, para provocar alta velocidade do ar, através da pulverização, provou ser bastante efetivo em assegurar certos estágios de combustão - segundo e terceiro.

3.1.3.3 – Combustível para motores diesel

Conforme RAHDE (2003), os combustíveis destinados aos motores Diesel devem ser facilmente inflamáveis ao contato com o ar superaquecido. Esta facilidade de inflamação é favorável ao arranque do motor e assegura em andamento uma combustão mais completa, diminuindo assim a produção de fumaças no escape.

A facilidade de inflamação dos combustíveis diesel é indicado pelo “índice de cetano”.

O índice de cetano é determinado comparando a facilidade de inflamação do combustível a testar com a facilidade de inflamação de uma mistura de base. Esta mistura de base é formada de cetano (muito inflamável) de alfa-metilo-naftalina (muito pouco inflamável). O primeiro é um hidrocarboneto derivado do petróleo e o segundo é extraído do alcatrão de hulha. (RAHDE, 2003)

A quantidade de cetano em porcentagem na mistura da base, caso tenha as mesmas facilidades de inflamação que o combustível testado, é dada como índice. Assim, por

exemplo, um combustível é de 45 cetanos quando a sua facilidade de inflamação é idêntica à de uma mistura contendo 45% de cetano e 55% de alfa-metilo-naftalina. (RAHDE, 2003)

Os combustíveis para motores a Diesel devem possuir um índice compreendido entre 30 e 60 cetanos. (RAHDE, 2003)

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 uma diminuição da potência e uma 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).

A tabela 3.1 mostra a quantidade de cetanos presentes no álcool e no diesel.

TABELA 3.1 – Quantidade de cetanos presente no álcool etílico e no diesel. (MCCORMICK, 2002).

	Etanol	Diesel
Número de Cetanos	8	42-50
Ponto de Ebulição, °C	78	170-340
Ponto de Fulgor, °C	13	75 (>52)

Em geral a temperatura de auto ignição dos óleos combustíveis, diminui com o aumento da cadeia carbônica, ou seja, quanto maior a cadeia, mais cedo vai ocorrer a auto ignição (OBERT, 1971).

Se um motor funciona satisfatoriamente com diesel, a utilização neste motor de um combustível com número de cetano superior poderá implicar numa diminuição do desempenho, numa diminuição da potência e num aumento do consumo de combustível.

Quando se usa, num motor do ciclo diesel, um combustível de cetanagem mais baixa do que o diesel, este combustível atravessa o atraso de injeção e depois reage rapidamente com uma tendência para combustão a volume constante, diminuindo assim o trabalho útil do ciclo. No caso inverso (maior cetanagem) o atraso será curto e a combustão começará com menos violência, tendendo para uma combustão sob uma pressão constante. Vários tipos de aditivos podem aumentar a facilidade de ignição de um combustível, eles próprios se inflamam primeiramente, elevando a temperatura e provocando o início da ignição espontânea de forma antecipada. O enxofre, quando adicionado na proporção de 0,5%, causa um acréscimo de 7,5 no número de cetanos do diesel. A relação entre o índice de cetano e de ceteno é de 7/8 (OBERT, 1971).

CHANG et al. (1996) experimentaram ésteres metílicos de soja misturados com diesel e verificaram que o número de cetano do éster era mais elevado em comparação ao diesel. O sincronismo da injeção do combustível foi avançado ligeiramente quando as misturas do éster foram usadas. O desempenho de motor com as misturas do éster era similar àquele do combustível diesel com quase a mesma eficiência térmica, o consumo de combustível foi ligeiramente mais elevado e a potência ligeiramente menor.

KIDOGUCHI et al. (2000) investigaram os efeitos que as propriedades dos combustíveis causam na qualidade da combustão e das emissões, como NOx, HC, fumos e material particulado num motor diesel de injeção direta. O número de cetano e o conteúdo aromático do combustível são variáveis independentes. Os resultados mostram que a redução do número de cetano implica num acréscimo de NOx e um decréscimo de partículas de alto peso. O conteúdo aromático faz pequeno efeito nas características de combustão. Entretanto, o incremento de conteúdo aromático para um alto número de cetano do combustível resulta em um alto NOx e particulados emitidos.

3.2 – História da recente utilização de álcool com diesel no Brasil.

De acordo com LEÃO (2002), na busca incessante por combustíveis que agridam menos o ambiente, as atenções de alguns pesquisadores se voltaram para a mistura álcool-diesel. Os primeiros testes iniciaram-se no final dos anos 1970, mas a necessidade de se adicionar altas concentrações de estabilizantes especiais nestas combinações, elevou sobremaneira seus custos, limitando o desenvolvimento desses estudos.

A idéia ressurgiu com força na década de 1990, em função das crescentes exigências ambientais, despertando o interesse em novas pesquisas, que se concentraram no desenvolvimento de aditivos estabilizantes mais eficazes e econômicos.

Vários países se interessaram pelo assunto, em especial a Suécia, Estados Unidos, Canadá, Austrália, Chile, Alemanha e Tailândia. Normalmente, é aplicado em pequenas frotas com diferentes teores de álcool e aditivos.

Em Estocolmo, de 1.990 até 1.993 rodaram 32 ônibus urbanos movidos a etanol no centro da cidade, percorrendo cerca de 4 milhões de quilômetros. O sistema de combustível desses veículos foi modificado, havendo aumento do tanque de combustível, injetores com orifícios de injeção de maior diâmetro para compensar a menor quantidade de energia presente no álcool. Houve incremento na taxa de compressão, que passou de 18:1 para 24:1.

Além disso, foi modificado o ponto de injeção do motor. (http://www.cai-infopool.org/downloads/ethanol-bus_sweden_caddet.pdf, 1997).

O combustível era composto de 95% de etanol, 2% de Avocet (promotor de ignição, depois substituído pelo Beraid) e aditivo com a função de aumentar a lubricidade do álcool. (http://www.cai-infopool.org/downloads/ethanol-bus_sweden_caddet.pdf, 1997).

Os resultados indicaram aumento de 60% no consumo de combustível devido o menor poder calorífico do etanol, porém houve melhorias na emissão de NO_x e outros gases na faixa dos 50%. Além disso, não houve contribuição para o efeito estufa. (http://www.cai-infopool.org/downloads/ethanol-bus_sweden_caddet.pdf, 1997).

Os resultados foram considerados positivos, tanto que há 130 ônibus urbanos rodando na referida cidade. (http://www.cai-infopool.org/downloads/ethanol-bus_sweden_caddet.pdf, 1997).

Segundo LEÃO (2002), com base nos resultados positivos obtidos com uma mistura preparada com um aditivo de marca comercial *Dalco* e com 15% de álcool etílico hidratado combustível (AEHC), a UNICA (União dos Municípios Canavieiros do Estado de São Paulo) encaminhou uma proposta para investigar a sua viabilidade de uso, em abril de 1997.

Naquele mesmo ano, criou-se o Grupo Técnico 11, coordenado pelo Ministério da Ciência e Tecnologia para estudar a viabilidade técnica da mistura, congregando órgãos públicos, entidades de pesquisa, iniciativa privada e organizações não-governamentais. Na época, foi elaborado programa que tinha como objetivo desenvolver novos mercados para o álcool carburante, devido o excesso de oferta no mercado, reduzir os estoques do produto em níveis desejáveis e diminuir a demanda de importação de óleo diesel. (LEÃO, 2002).

A mistura deveria também servir como mecanismo regulador para as oscilações da produção da agroindústria e contribuir para a redução da emissão de gases que teoricamente agravam o "efeito estufa". Além disso, diminuiria a emissão de particulados que aumentam a poluição urbana. (LEÃO, 2002).

O Programa Álcool & Diesel desenvolveu-se em duas direções: um projeto coordenado pela União da Agroindústria Açucareira e outro pela Associação dos Produtores de Álcool e Açúcar do Paraná. Os dois se diferenciavam por questões técnicas. A mistura proposta pela Unica continha de 3 a 10% de álcool etílico hidratado carburante (AEHC) e era obtida por emulsão, enquanto que a da Alcopar continha 8 a 11,2% de álcool etílico anidro carburante (AEAC), obtida por solução. (LEÃO, 2002).

As emulsões são misturas de dois ou mais líquidos imiscíveis onde um é denominado fase dispersante e a outra fase dispersa (que se encontra na forma de pequenas

gotas). Existe uma variedade enorme de emulsões. Uma emulsão clássica bem conhecida é aquela na qual uma das fases é a água e a outra é um líquido oleoso. Se o óleo for a fase dispersa, a emulsão é denominada de óleo em água. Se for ao contrário, é denominada de água em óleo. A propriedade física mais importante de uma emulsão é a sua estabilidade. Se a emulsão for preparada a partir da homogeneização de dois componentes puros, a separação em duas fases será rápida. Para se estabilizar estas emulsões é necessário a utilização de um agente emulsionante. A mistura fica com aparência heterogênea. No caso da mistura álcool com diesel, a aparência é de leite condensado. Na solução, não há separação de fases e a mistura tem aparência homogênea. (pcserver.iqm.unicamp.br, 2003).

Conforme LEÃO (2002), os estudos se ampliaram, abandonou-se o uso do aditivo *Dalco* e investigou-se vários tipos de emulsões com o uso do álcool anidro e de outros aditivos: AEP-102, BIO 7 e Promad 1. Também foram desenvolvidos alguns testes independentes em algumas usinas com misturas, contendo álcool anidro (AEAC) na faixa de 3% a 10% em volume, que não exigem aditivos estabilizantes.

A mistura de álcool etílico anidro com óleo diesel no teor inicial de 3% foi batizada de MAD3 e recebeu em outubro de 1998 o aval do Conselho Interministerial do Açúcar e do Alcool. Passou a ter, então, o uso monitorado em Curitiba numa frota de ônibus, a Viação Glória. Foi também experimentada em São Paulo (capital) por uma empresa de ônibus, a Viação Santa Brígida. (LEÃO, 2002)

Paralelamente, o Centro de Tecnologia Copersucar acompanhava o teste da mistura de álcool anidro e diesel em 3 usinas cooperadas. A porcentagem de álcool anidro nas usinas era: São José ZL 5%, Catanduva 3% e 7% e São Martinho (10%). (LEÃO, 2002)

Os testes em laboratório e no campo, foram realizados para definir a formulação das misturas, estudar suas características físico-químicas e avaliar o desempenho dos motores diesel, no que se refere ao consumo de combustível e emissão de poluentes. Foram também analisados os efeitos das emulsões nos componentes e peças dos motores, avaliando sua durabilidade e resistência à corrosão. (LEÃO, 2002)

Os experimentos realizados até agora mostram que os resultados com redução de poluentes são bastante expressivos, mas ainda há dificuldades a vencer no que se refere ao desgaste das peças e componentes, e com relação ao desempenho dos motores com misturas de álcool diesel utilizando diversos aditivos, destacando-se o AEP-102. (LEÃO, 2002)

Mais tarde, a mistura MAD3 foi reformulada para aumentar sua estabilidade e resposta nas emissões, sendo rebatizada de MAD8. Com sua utilização, conseguiu-se obter uma redução de até 45% na opacidade da fumaça. Outros ganhos ambientais foram com

relação à diminuição de 30% de fuligem, 6% de material particulado e 5% de NOx além da redução de 8% nas emissões de SOx. (LEÃO, 2002)

O AEP-102 é um aditivo solubilizante da mistura álcool combustível/óleo diesel. Os aditivos podem ser definidos, basicamente, em duas categorias/origens: primeiro, os de origem orgânica, como é o caso do AEP-102 - um éster da soja - biodegradável, despoluente, e solubilizante da mistura álcool combustível/óleo diesel. É um solubilizante porque permite a homogeneização perfeita da mistura álcool/diesel, sem necessidade de equipamentos de impactação para viabilizar o processo de mistura. Basta um sistema de agitação simples. (www.inventabrasil.hpg.ig.com.br, 2002)

Calcula-se que a MAD8 apresenta um potencial para substituição de 10,6% do óleo diesel consumido pela frota usuária em Curitiba, pois além do álcool, contém um componente derivado da soja. No cotidiano daquela cidade, onde o transporte coletivo consome cerca de seis milhões de óleo diesel mensalmente, isto representaria a redução de 120 toneladas de carbono emitido na atmosfera no mesmo período, equivalendo à retirada de cerca de 60 ônibus de circulação. (LEÃO, 2002)

Diante dos resultados obtidos nos testes de campo, os órgãos governamentais de Curitiba demonstraram grande interesse na ampliação do uso da mistura combustível. Em maio de 2000, foi assinado Protocolo de Intenções com as empresas de transporte coletivo para esta finalidade. O Programa conta com o apoio da Petrobrás Distribuidora S.A. (BR), que prepara e distribui o combustível para abastecer uma frota de 30 ônibus, que consome cerca de 70.000 litros por mês de MAD8. (LEÃO, 2002)

Paralelamente, para avaliar as características e vantagens do novo combustível, prossegue os trabalhos também no estado de São Paulo, principalmente com frotas de caminhões canavieiros, tratores, máquinas agrícolas e caminhonetes. Atualmente, estão sendo realizados ainda testes com outros teores de álcool com uma caminhonete Topic, da Ásia Motors na cidade de Piracicaba (SP), com uma mistura de 91% de óleo diesel, 7% de álcool anidro e 2% de aditivo. O objetivo dos técnicos é fazer uma avaliação completa do motor após o veículo ter rodado 80.000 quilômetros. (LEÃO, 2002)

O objetivo desses ensaios é verificar se estas misturas de 3%, 5%, 7% e 10% de AEAC misturados ao óleo diesel podem ser competitivas em termos de preço ao consumidor e serem utilizadas sem alterar o desempenho e dirigibilidade do veículo, nem causarem aumento significativo no consumo de combustível e deterioração prematura de peças e componentes do sistema de alimentação de combustível e do motor. (LEÃO, 2002)

De acordo com os estudos realizados até agora, os técnicos acreditam que a mistura ideal de álcool não deva ultrapassar 7% a 8% no diesel. O custo do combustível e o consumo mais elevado não tornariam o uso compensador. Essa utilização deve ficar restrita às frotas que dispõem de sistemas de abastecimento centralizados. (LEÃO, 2002)

Calcula-se que o mercado potencial para este tipo de emulsão se situe em torno de 50.000 veículos na região Centro-Sul do Brasil. Esta frota seria constituída principalmente por ônibus, caminhões de entregas, de coleta de lixo e de serviços municipais, entre outros. A utilização preferencial pelo combustível ecológico baseia-se principalmente no seu benefício ambiental, de redução de gases poluentes e de emissão da famigerada fumaça preta e fuligem que intoxica o ar das cidades brasileiras. (LEÃO, 2002)

3.3 – Viabilidade de Misturas combustíveis

Na determinação da quantidade ideal de um segundo combustível a ser adicionado ao diesel, efetuou-se medidas de opacidade (apresentada no apêndice 1), consumo e de rendimento energético, realizados em campo. Todas as medidas foram realizadas com acompanhamento estatístico.

Também foram efetuados acompanhamentos na vida útil dos componentes de injeção dos motores que utilizaram a mistura álcool/diesel e acompanhadas as análises de óleo lubrificante para verificação de desgastes anormais e contaminação do lubrificante.

3.3.1 – Número de equipamentos necessários para haver relevância estatística

A determinação do tamanho da frota de teste, ou seja, o número de caminhões utilizados influencia diretamente na precisão dos resultados. Para isso adotou-se o critério de variar o tamanho da amostra até se obter um erro percentual menor que o coeficiente de variação das médias de consumo de combustível de todos os caminhões.

O erro percentual admitido em função do tamanho da amostra foi calculado em função da seguinte fórmula:

$$\% \text{ erro} = \frac{t \times s}{\sqrt{n}} \text{ onde:}$$

t = valor na distribuição t de Student

s = desvio padrão da amostra

n = número de caminhões utilizados na amostra

O número mínimo de caminhões necessários para relevância estatística do teste na Usina Catanduva foi calculado para as frotas Scania R113E e Mercedes Benz LS2635. A tabela 3.2 mostra a quantidade de caminhões Scania necessária para o teste, enquanto a tabela 3.3 mostra o número de caminhões Mercedes necessários. O número indica a quantidade de amostras necessárias para utilizar a mistura e o número de testemunhas que se deve ter para a comparação dos resultados.

TABELA 3.2 – Quantidade mínima de caminhões da marca Scania a serem utilizados no ensaio

Frota	1.997			1.996			1.995		
	Km	Consumo	(km/l)	Km	Consumo	(km/l)	Km	Consumo	(km/l)
15201	106.772	93.949	1,136	85.853	71.031	1,209	45.566	36.982	1,232
15202	102.497	88.636	1,156	83.356	73.306	1,137	56.301	45.805	1,229
15203	100.695	91.874	1,096	84.806	72.316	1,173	66.163	53.279	1,242
15204	106.483	91.421	1,165	85.118	73.579	1,157	63.384	53.198	1,191
15205	101.825	94.671	1,076	82.306	74.182	1,110	55.353	52.007	1,064
15206	107.575	93.130	1,155	88.687	74.371	1,192	72.512	59.229	1,224
15207	99.815	89.477	1,116	77.788	67.358	1,155	64.559	53.687	1,203
15208	107.943	96.847	1,115	87.997	75.953	1,159	56.773	48.461	1,172
15209	113.590	97.442	1,166	88.019	75.983	1,158	68.305	54.285	1,258
15210	101.372	85.783	1,182	85.327	74.166	1,150	75.037	62.429	1,202
15211	106.641	97.501	1,094	86.818	74.162	1,171	79.044	62.560	1,263
15212	118.403	99.909	1,185	81.089	69.512	1,167	67.163	53.495	1,256
15213	95.960	91.690	1,047	80.720	77.046	1,048	66.842	61.242	1,091
15214	110.195	96.349	1,144	88.498	74.602	1,186	71.885	61.574	1,167
15215	109.202	95.358	1,145	90.287	77.936	1,158	72.596	63.534	1,143
15216	112.209	92.262	1,216	78.233	65.670	1,191	72.042	57.461	1,254
15217	103.945	88.890	1,169	97.558	77.636	1,257	79.487	63.129	1,259
15218	101.702	93.152	1,092	73.233	63.577	1,152	69.699	59.308	1,175
15219	108.932	98.958	1,101	79.274	68.456	1,158	78.793	64.290	1,226
15220	105.786	92.797	1,140	73.871	66.031	1,119	74.569	64.457	1,157
	2.121.542	1.870.096	1,134	1.678.838	1.446.873	1,160	1.356.073	1.130.412	1,200
nº de amostras			20			20			20
desvio padrão			0,042			0,041			0,056
coeficiente									
variação			3,5%			3,5%			4,5%
erro admitido									
(0,99)		6,1%	0,070		5,9%	0,068		7,7%	0,093
erro admitido									
(0,95)		4,5%	0,051		4,3%	0,050		5,6%	0,068
Num. mínimo de amostras			3			3			3

erro admitido (0,99)	5,3%	0,060	5,1%	0,059	6,7%	0,080
erro admitido (0,95)	3,9%	0,044	3,7%	0,043	4,9%	0,059
Num. mínimo de amostras		4		4		4
erro admitido (0,99)	4,8%	0,054	4,5%	0,053	6,0%	0,072
erro admitido (0,95)	3,5%	0,039	3,3%	0,039	4,4%	0,052
Num. mínimo de amostras		5		5		5
t _{0,99} (19g.l.)		2,861				
t _{0,95} (19g.l.)		2,093				

TABELA 3.3 – Quantidade mínima de caminhões da marca Mercedes Benz a serem utilizados no ensaio

Frota	1.997			1.996			1.995		
	Km	Consumo	(km/l)	Km	Consumo	(km/l)	Km	Consumo	(km/l)
13101	82.348	65.830	1,251	53.134	57.160	0,930	44.414	42.728	1,039
13102	90.041	81.676	1,102	75.274	65.150	1,155	51.332	45.183	1,136
13103	89.415	80.622	1,109	78.280	67.813	1,154	58.995	50.396	1,171
13104	92.638	91.128	1,017	65.562	63.568	1,031	61.345	52.401	1,171
13105	77.098	67.852	1,136	82.758	71.714	1,154	73.257	63.396	1,156
13106	102.915	93.054	1,106	76.438	69.415	1,101	61.764	56.621	1,091
13107	109.811	100.632	1,091	74.394	68.394	1,088	67.051	61.894	1,083
13108	102.926	88.536	1,163	81.698	69.365	1,178	64.851	54.764	1,184
13109	98.665	89.873	1,098	78.759	71.832	1,096	71.612	66.110	1,083
13110	109.287	95.058	1,150	74.514	64.595	1,154	68.934	59.247	1,164
	955.144	854.260	1,118	740.811	669.007	1,107	623.555	552.738	1,128
nº de amostras			10			10			10
desvio padrão			0,060			0,076			0,050
coeficiente variação			5,4%			6,8%			4,4%
erro admitido (0,99)		10,1%	0,113		12,8%	0,142		8,2%	0,093
erro admitido (0,95)		7,0%	0,079		8,9%	0,099		5,7%	0,065
Num. mínimo de amostras			3			3			3
erro admitido (0,99)	8,8%	0,098		11,1%	0,123		7,1%	0,081	
erro admitido (0,95)	6,1%	0,068		7,7%	0,086		5,0%	0,056	
Num. mínimo de amostras			4			4			4
erro admitido (0,99)	7,8%	0,088		9,9%	0,110		6,4%	0,072	
erro admitido (0,95)	5,5%	0,061		6,9%	0,077		4,4%	0,050	
Num. mínimo de amostras			5			5			5

t0,99(19g.l.)	3,250
t0,95(19g.l.)	2,262

O número de amostras necessário calculado foi de 5 caminhões para cada tipo de mistura.

3.3.2 – Rendimento energético e consumo de combustível

Para definição da quantidade de álcool ideal em volume misturado ao diesel, sem prejuízo financeiro e de rendimento energético, comparou-se experimentalmente misturas contendo 3% e 7% de álcool em relação ao volume total. Utilizou-se uma frota de caminhões de cana de açúcar, trabalhando durante o período de safra. As comparações sempre foram feitas em períodos semelhantes, porque há significativas diferenças nas densidades de carga, pois o perfil da cana é diretamente proporcional à carga carregada por uma composição.

Para determinação do rendimento energético, multiplicou-se a carga total transportada pelo número de quilômetros percorridos e dividiu-se o produto pelo número de viagens.

Os testes foram realizados nos anos de 1.998, 1.999, 2.000, 2.001 e 2.002 na empresa Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool, na cidade de Ariranha-SP e estão expostos resumidamente na figura 3.28.

Meses do Ano								
Ano de 1.998	mai	jun	jul	ago	set	out	nov	dez
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X	X	X
diesel/álcool - 3%					X	X	X	X

Meses do Ano						
Ano de 1.999	mai	jun	jul	ago	set	out
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X				
diesel/álcool - 5%			X	X	X	X
diesel/álcool - 3%	X	X				

Meses do Ano						
Ano de 2.000	mai	jun	jul	ago	set	out
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X

Meses do Ano							
Ano de 2.001	mai	jun	jul	ago	set	out	nov
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X	X

Meses do Ano							
Ano de 2.002	abr	mai	jun	jul	ago	set	out
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X	X

FIGURA 3.28 – Períodos do teste e combustível utilizado

A primeira análise foi realizada nos dados do ano de 1.998, nos meses de setembro a dezembro. Os dados coletados estão expostos nas tabelas 3.4 a 3.6:

TABELA 3.4 – Consumo e rendimento energético – MAD 7 - 09 a 11/1998

Diesel c/ 7% de álcool						
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13101	1,03	34.377	35.481	18.428	480	39,6
13102	1,04	35.249	36.701	18.182	494	38,3
13103	1,05	35.083	36.888	18.154	496	38,5
13110	0,97	37.237	35.964	20.492	519	38,1
13112	1,08	32.026	34.591	18.231	504	39,1
Total	1,03	173.972	179.624	93.486	2.493	38,7
15202	1,14	36.451	41.399	18.325	479	43,4
15205	1,06	35.138	37.081	18.687	502	39,3
15206	1,11	29.553	32.806	13.419	348	42,8
15207	1,08	37.762	40.615	19.645	517	40,9
15208	1,03	37.122	38.415	18.896	505	38,7
Total	1,08	176.026	190.316	88.970	2.351	40,9

TABELA 3.5 – Consumo e rendimento energético - diesel puro - 09 a 11/1998

Diesel Puro						
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13105	1,13	34.809	39.335	19.345	513	42,6
13106	1,06	31.489	33.261	16.844	471	37,8
13107	1,14	14.689	16.748	6.942	196	40,4
13108	1,06	34.752	36.988	20.479	513	42,5
13109	1,11	35.681	39.487	20.240	510	43,9
Total	1,10	151.420	165.819	83.851	2.203	41,7
15210	1,13	34.344	38.665	20.452	508	45,3
15211	1,14	31.072	35.270	17.597	468	42,7
15212	1,18	35.052	41.195	19.518	507	45,2
15213	1,02	37.377	38.059	20.601	537	39,1
15214	1,11	39.307	43.456	20.012	521	42,5
Total	1,11	177.153	196.645	98.179	2.541	42,9

TABELA 3.6 – Consumo e rendimento energético – MAD 3 – 09 a 11/1998

Diesel c/ 3% de álcool						
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13104	1,08	28.053	30.380	14.870	399	40,4
13111	1,12	30.167	33.877	15.788	431	41,1
13113	1,05	32.079	33.803	16.457	450	38,5
13114	1,07	20.925	22.362	11.101	329	36,1
13115	1,07	31.304	33.372	16.685	457	38,9
Total	1,08	142.528	153.794	74.901	2.066	39,1
15201	1,09	34.297	37.375	18.077	445	44,3
15203	1,08	34.470	37.286	17.938	445	43,6
15204	1,08	32.386	35.026	16.942	424	43,2
15209	1,09	31.988	34.720	16.723	435	41,7
15215	1,03	29.398	30.196	15.497	388	41,0
Total	1,07	162.539	174.603	85.177	2.137	42,8

Foram realizados cálculos estatísticos para rendimento energético e os resultados estão descritos na tabela 3.7:

TABELA 3.7 – Resultados estatísticos de rendimento energético – 09 a 11/1998

RENDIMENTO ENERGÉTICO (txkm/l)						
Teste diesel/álcool - 7%	Testemunhas - Diesel	Teste diesel/álcool - 3%				
13101	39,6	13105	42,6	13104	40,4	
13102	38,3	13106	37,8	13111	41,1	
13103	38,5	13107	40,4	13113	38,5	
13110	38,1	13108	42,5	13114	36,1	
13112	39,1	13109	43,9	13115	38,9	
Total	193,6	Total	207,2	Total	195,0	595,8

RENDIMENTO ENERGÉTICO (txkm/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel		Teste diesel/álcool - 3%	
15202	43,4	15210	45,3	15201	44,3
15205	39,3	15211	42,7	15203	43,6
15206	42,8	15212	45,2	15204	43,2
15207	40,9	15213	39,1	15209	41,7
15208	38,7	15214	42,5	15215	41,0
Total	205,1	Total	214,8	Total	213,8
	398,8		422,0		408,9
					633,7
					1.229,6

soma =	1.229,56
somaquad =	50.566,40
C =	50.393,94
SQTOTAL =	172,46
SQCAMIN. =	47,91
SQTRATS. =	27,06
SQINTERAÇÃO =	6,51
SQRESÍDUO =	90,98

ANÁLISE DA VARIÂNCIA 2

F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	47,91	47,91	12,6388	0,0016
Mistura	2	27,06	13,53	3,5691	0,0440
Interação	2	6,51	3,25	0,8580	0,4366
Resíduo	24	90,98	3,79		
Total	29	172,46			

MÉDIA = 40,99

C.V.(%) = 4,75%

MISTURA

diesel/álcool 7%	39,88	b
diesel/álcool 3%	40,89	ab
Diesel Puro	42,20	a
d.m.s.(Tukey 5%)	2,17	

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de rendimento energético entre o diesel puro e a mistura contendo 3% de álcool. Também demonstra que houve diferença de rendimento entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

Realizou-se os mesmos cálculos para consumo de combustível. Os resultados estão descritos na tabela 3.8.

TABELA 3.8 – Resultados estatísticos de consumo de combustível 09 a 11/1998

CONSUMO (km/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel		Teste diesel/álcool - 3%	
13101	1,03	13105	1,13	13104	1,08
13102	1,04	13106	1,06	13111	1,12
13103	1,05	13107	1,14	13113	1,05
13110	0,97	13108	1,06	13114	1,07
13112	1,08	13109	1,11	13115	1,07
Total	5,17	Total	5,50	Total	5,39
					16,06
15202	1,14	15210	1,13	15201	1,09
15205	1,06	15211	1,14	15203	1,08
15206	1,11	15212	1,18	15204	1,08
15207	1,08	15213	1,02	15209	1,09
15208	1,03	15214	1,11	15215	1,03
Total	5,41	Total	5,56	Total	5,37
					16,34
	10,58		11,06		10,76
					32,40
soma =					32,40
somaquad =					35,05
C =					34,99
SQTOTAL =					0,0564
SQCAMIN. =					0,0025
SQTRATS. =					0,0115
SQINTERAÇÃO =					0,0038
SQRESÍDUO =					0,0386
ANÁLISE DA VARIÂNCIA 2					
F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	0,0025	0,0025	1,5590	0,2239
Mistura	2	0,0115	0,0058	3,5825	0,0435
Interação	2	0,0038	0,0019	1,1689	0,3278
Resíduo	24	0,0386	0,0016		
Total	29	0,06			
MÉDIA =	1,08				
C.V.(%) =	3,72%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	1,058	b			
diesel/álcool - 3%	1,076	ab			
Diesel Puro	1,106	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	0,045				

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de consumo de combustível entre o diesel puro e a mistura contendo 3% de álcool. Também demonstra que houve diferença de consumo entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

A análise seguinte foi realizada nos dados do ano de 1.999, nos meses de maio e junho. Os dados coletados estão expostos nas tabelas 3.9 a 3.11:

TABELA 3.9 – Consumo e rendimento energético da MAD 7 – 05 e 06/1998

	Diesel c/ 7% de álcool					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13101	1,11	21.328	23.634	13.112	361	40,2
13102	1,03	23.110	23.747	13.425	350	39,4
13103	1,07	22.166	23.736	12.467	318	42,0
13110	0,96	23.841	22.884	14.116	351	38,6
13112	1,10	24.738	27.214	13.438	344	43,0
Total	1,05	115.183	121.215	66.558	1.724	40,6
15202	1,11	22.856	25.304	14.484	350	45,8
15205	1,15	17.775	20.529	11.115	309	41,5
15206	1,05	24.447	25.746	15.162	353	45,2
15207	1,14	22.649	25.799	13.646	364	42,7
15208	1,14	24.839	28.211	13.175	330	45,3
Total	1,12	112.566	125.589	67.583	1.706	44,2

TABELA 3.10 – Consumo e rendimento energético – diesel puro – 05 e 06/1999

	Diesel Puro					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13105	1,13	13.456	15.206	8.292	210	44,6
13106	1,04	22.631	23.564	15.661	416	39,2
13107	1,09	22.999	24.994	13.832	364	41,3
13108	1,06	21.242	22.547	13.071	334	41,5
13109	1,09	21.369	23.196	13.499	334	43,9
Total	1,08	101.697	109.506	64.357	1.658	41,8
15210	1,12	22.581	25.240	14.333	355	45,1
15211	1,10	22.682	25.057	13.768	330	46,1
15212	1,17	22.061	25.834	14.541	382	44,6
15213	1,13	24.207	27.447	14.493	375	43,8
15214	1,15	23.176	26.608	13.992	358	44,9
Total	1,13	114.707	130.186	71.127	1.800	44,8

TABELA 3.11 – Consumo e rendimento energético da MAD 3 – 05 e 06/1999

	Diesel c/ 3% de álcool					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13104	1,15	21.447	24.721	14.991	395	43,7
13111	1,11	20.877	23.169	13.896	379	40,7
13113	0,95	20.991	19.972	14.552	385	36,0
13114	1,08	22.000	23.676	13.729	358	41,3
13115	1,08	23.087	24.967	15.232	392	42,0
Total	1,07	108.402	116.505	72.400	1.909	40,8

	Diesel c/ 3% de álcool					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
15201	1,15	20.660	23.738	16.487	385	49,2
15203	1,13	22.955	25.883	13.408	320	47,2
15204	1,07	23.598	25.336	15.425	373	44,4
15209	1,16	23.891	27.604	15.895	376	48,8
15215	1,07	24.757	26.522	14.431	328	47,1
Total	1,11	115.861	129.083	75.646	1.782	47,3

Foram realizados cálculos estatísticos para o ano de 1.999 de rendimento energético e os resultados estão descritos na tabela 3.12:

TABELA 3.12 – Resultados estatísticos de rendimento energético – 05 e 06/1999

RENDIMENTO ENERGÉTICO (txkm/l)						
Teste diesel/álcool – 7%	Testemunhas - Diesel		Teste diesel/álcool - 3%			
13101	40,2	13105	44,6	13104	43	
13102	39,4	13106	39,2	13111	40	
13103	42,0	13107	41,3	13113	36	
13110	38,6	13108	41,5	13114	41	
13112	43,0	13109	43,9	13115	42	
Total	203,2	Total	210,5	Total	203	617,4
15202	45,8	15210	45,1	15201	49	
15205	41,5	15211	46,1	15203	47	
15206	45,2	15212	44,6	15204	44	
15207	42,7	15213	43,8	15209	48	
15208	45,3	15214	44,9	15215	47	
Total	220,6	Total	224,5	Total	236	682,0
	423,9		435,0		440	1.299,4
soma =	1.299,39					
somaquad =	56.551,94					
C =	56.280,77					
SQTOTAL =	271,17					
SQCAMIN. =	138,74					
SQTRATS. =	14,40					
SQINTERAÇÃO =	20,89					
SQRESÍDUO =	97,14					

ANÁLISE DA VARIÂNCIA 2

F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	138,74	138,74	34,2800	0,0000
Mistura	2	14,40	7,20	1,7791	0,1903
Interação	2	20,89	10,44	2,5806	0,0966
Resíduo	24	97,14	4,05		
Total	29	271,17			

MÉDIA =	43,31
C.V.(%) =	4,64%
MISTURA	
diesel/álcool – 7%	42,39 a
diesel/álcool – 3%	44,05 a
Diesel Puro	43,50 a
d.m.s.(Tukey 5%)	2,25

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de rendimento energético entre o diesel puro e a mistura contendo 3% de álcool. Também não houve diferença significativa de rendimento entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

Realizou-se os mesmos cálculos para consumo de combustível. Os resultados estão descritos na tabela 3.13.

TABELA 3.13 – Resultados estatísticos de consumo de combustível – 05 e 06/1999

CONSUMO (l/km)						
Teste diesel/álcool – 7%	Testemunhas - Diesel		Teste diesel/álcool - 3%			
13101	1,11	13105	1,13	13104	1,15	
13102	1,03	13106	1,04	13111	1,11	
13103	1,07	13107	1,09	13113	0,95	
13110	0,96	13108	1,06	13114	1,08	
13112	1,10	13109	1,09	13115	1,08	
Total	5,27	Total	5,40	Total	5,37	16,04
15202	1,11	15210	1,12	15201	1,15	
15205	1,15	15211	1,10	15203	1,13	
15206	1,05	15212	1,17	15204	1,07	
15207	1,14	15213	1,13	15209	1,16	
15208	1,14	15214	1,15	15215	1,07	
Total	5,59	Total	5,68	Total	5,58	16,84
	10,86		11,08		10,95	32,89
soma =	32,89					
somaquad =	36,13					
C =	36,05					
SQTOTAL =	0,0821					
SQCAMIN. =	0,0213					
SQTRATS. =	0,0025					
SQINTERAÇÃO =	0,0007					
SQRESÍDUO =	0,0576					

ANÁLISE DA VARIÂNCIA 2					
F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	0,0213	0,0213	8,8839	0,0065
Mistura	2	0,0025	0,0013	0,5280	0,5965
Interação	2	0,0007	0,0004	0,1462	0,8648
Resíduo	24	0,0576	0,0024		
Total	29	0,08			
MÉDIA =	1,10				
C.V.(%) =	4,47%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	1,086	a			
diesel/álcool - 3%	1,095	a			
Diesel Puro	1,108	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	0,055				

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de consumo de combustível entre o diesel puro e a mistura contendo 3% de álcool. Também demonstra que no período analisado, não houve diferença significativa de consumo entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

Analisando-se os resultados, conclui-se que não há diferença significativa de consumo e de rendimento energético entre os caminhões movidos a diesel puro e os caminhões movidos a diesel com 3% de álcool.

Para confirmar esses resultados, existe o Certificado de ensaio 031/98, denominado ensaio para caracterização da mistura combustível, composta de 97% de óleo diesel e 3% de álcool anidro, em volume, realizado pelo Centro de Pesquisas de São Carlos em novembro de 1.998. O relatório diz: observe-se que a potência máxima medida e o torque máximo medido obtidos nos ensaios com óleo diesel puro e com a mistura são praticamente idênticos. Com relação ao consumo específico médio e mínimo, os valores obtidos são ligeiramente favoráveis (menores) para a mistura diesel/álcool, conforme verificável nos gráficos.

A mistura contendo 7% de álcool apresentou diferença significativa comparada ao diesel puro, no ano de 1.999. Portanto não há necessidade de comparação dessa mistura nos anos de 2.000, 2.001 e 2.002. Os resultados desses anos estão mostrados no anexo A.

3.3.3 – Monitoração do óleo lubrificante

Nos momentos iniciais do ensaio, foram retiradas amostras de óleo lubrificante para avaliação de desgaste dos motores e desempenho do lubrificante. O intuito foi verificar alguma anormalidade causada pela mistura de diesel com álcool. Após avaliar detalhadamente as análises de óleo lubrificante durante os anos de 1.998 e 1.999, concluiu-se que não havia diferença significativa entre os caminhões que utilizam diesel puro e álcool misturado ao diesel. Foram realizadas as seguintes análises: metais (cobre, silício, alumínio, ferro, chumbo e cromo), TBN, água, viscosidade e insolúveis. Então decidiu-se não mais fazer as análises detalhadas de óleo, mantendo-se apenas as rotineiras, que consistem em medição de viscosidade a 40°C (NORMA MB-326-ABNT), ponto de fulgor (NORMA MB-50-ABNT) e sólidos insolúveis (NORMA MB-325-ABNT).

Os resultados obtidos nos anos de 1.998 a 2.001 estão mostrados na tabela 3.14.

TABELA 3.14 – Análises de óleo efetuadas entre os anos de 1.998 a 2.001. (XIII Simpósio de Álcool Combustível – Suécia, 1.999)

Modelo	Frota	Viscosidade a 40°C (mm ² /s)	Ponto de Fulgor (°C)	Insolúveis (%)
Diesel com 7% de Etanol				
MB 2635	13101	94,78	202	1,27
	13102	92,81	202	1,07
	13103	93,49	203	0,76
	13110	91,49	200	1,04
	13112	79,73	195	0,94
Média		90,46	200	1,02
R113E	15202	100,33	201	0,76
	15205	101,39	202	1,1
	15206	96,89	202	0,52
	15207	101,13	204	0,79
	15208	101,82	206	1,62
Média		100,31	203	0,96
Diesel Puro				
MB 2635	13105	91,71	201	1,40
	13106	91,92	203	0,90
	13107	91,91	206	0,64
	13108	90,69	204	1,20
	13109	90,55	205	0,76
Média		91,35	204	0,98

Modelo	Frota	Viscosidade a 40°C (mm ² /s)	Ponto de Fulgor (°C)	Insolúveis (%)
Diesel Puro				
R113E	15210	100,7	206	0,98
	15211	97,71	203	1,21
	15212	100,13	202	0,96
	15213	98,39	202	0,68
	15214	98,92	204	1,12
Média		100,31	204	0,99

3.3.4 – Durabilidade dos Componentes da Injeção

A frota utilizada nos testes é composta de caminhões que usam bombas em linha. Foi feito acompanhamento de durabilidades do sistema de injeção submetidas a análises estatísticas.

A durabilidade de bicos injetores obtida nos motores OM 447 do Mercedes Benz 2635 é descrita na tabela 3.15. A relação completa é mostrada no anexo B.

TABELA 3.15 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões MBB 2635 – 1998 a 2002

Bico Injetor - Mercedes 2635	Nº de casos	Média	Desvio Padrão	Erro Padrão(%)
Caminhões com mistura	15	66.064	44.598	67,5%
Caminhões sem mistura	22	54.778	27.883	50,9%

A durabilidade de bombas injetoras obtida nos motores OM 447 do Mercedes Benz 2635 é descrita na tabela 3.16. A relação completa é mostrada no anexo C.

TABELA 3.16 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões MBB 2635 – 1998 a 2002

Bomba Injetora - Mercedes 2635	Nº de casos	Média	Desvio Padrão	Erro Padrão(%)
Caminhões com mistura	9	85.208	55.130	64,7%
Caminhões sem mistura	7	116.030	21.061	18,2%

A durabilidade de bicos injetores obtida nos motores DS11 do Scania R 113E é descrita na tabela 3.17. A relação completa é mostrada no anexo D.

TABELA 3.17 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões Scania R 113E-1998 a 2002

Bico Injetor - Scania R 113E	Nº de casos	Desvio		
		Média	Padrão	Erro Padrão(%)
Caminhões com mistura	19	77.799	54.450	70,0%
Caminhões sem mistura	13	101.040	54.619	54,1%

A durabilidade de bombas injetoras obtida nos motores DS11 do Scania R 113E é descrita na tabela 3.18. A relação completa é mostrada no anexo E.

TABELA 3.18 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões Scania R 113E - 1998 a 2002

Bomba Injetora - Scania R 113E	Nº de casos	Desvio		
		Média	Padrão	Erro Padrão(%)
Caminhões com mistura	6	82.290	22.745	27,6%
Caminhões sem mistura	13	143.617	87.501	60,9%

3.4 – Características da mistura

A mistura álcool diesel necessita de algumas precauções na confecção: é necessário que o álcool atenda a especificação de teor alcoólico, sempre igual ou maior que 99,3° INPM.

Além disso, também é verificada a presença de água no Diesel pela ASTM D1796.

É necessário um cuidado fundamental: colocar primeiramente álcool e depois o diesel.

A estabilidade e homogeneidade da mistura são conseguidas por agitação mecânica, que usa as bombas de transferência para recirculação do combustível nos tanques de armazenamento durante três a quatro horas.

Observa-se que para um mesmo período, o teor de álcool permaneceu constante em todas profundidades, exceto dreno, onde há uma maior concentração de água. Como neste tanque a mistura era realizada diariamente, coletou-se as amostras antes de se fazer um novo carregamento, tendo decorrido em torno de 16h após a última recirculação.



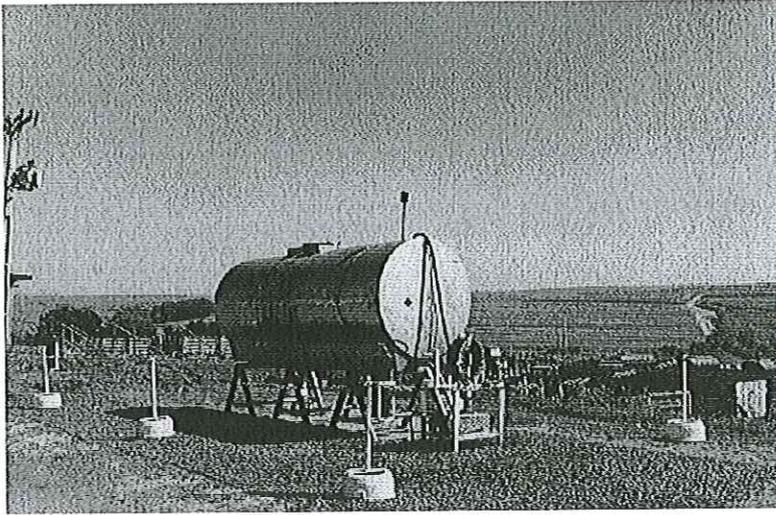


FIGURA 3.29 – Tanque utilizado na usina Catanduva

Foi analisada a miscibilidade da mistura.

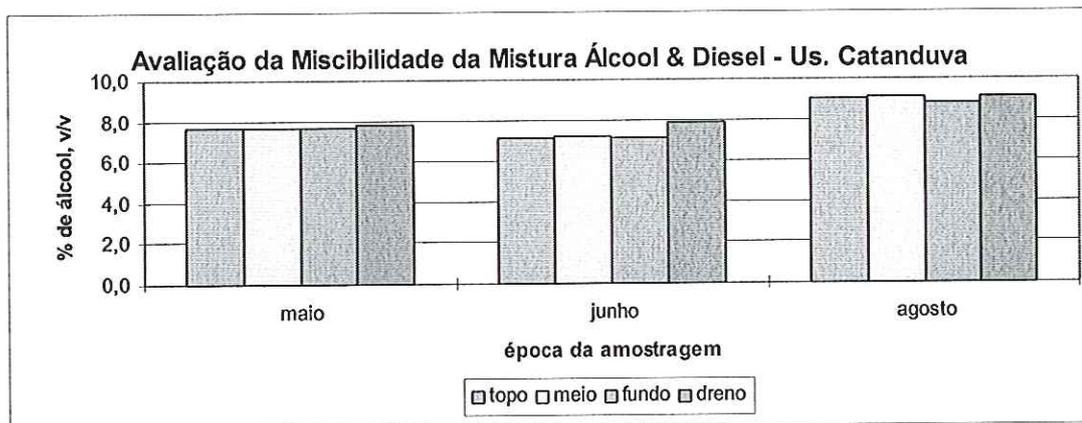


FIGURA 3.30 – Avaliação da miscibilidade da mistura

O gráfico da figura 3.30 mostra os resultados de 3 coletas de amostra, em 4 profundidades (topo, meio, fundo e dreno), realizados no tanque aéreo da Usina Catanduva, de 7.200 litros.

Tem se que ressaltar que é um método muito trabalhoso e problemático para conseguir sempre uma mistura homogênea.

Além disso, há sérios problemas caso ocorra uma separação de fases.

4 – MATERIAIS E MÉTODOS

Os levantamentos experimentais desse trabalho foram realizados na oficina automotiva da Virgolino de Oliveira S.A. Açúcar e Álcool, mais conhecida como Usina Catanduva, na cidade de Ariranha-SP, em 03 de janeiro de 2.003.

Os ensaios de avaliação foram realizados num motor de um trator agrícola.

4.1 – Características do Trator Agrícola

O trator a que se refere este trabalho é da marca Valmet, modelo 68, tipo 4x2, ano de fabricação: 1.981, destinado a pequenos serviços na lavoura de cana de açúcar. Sua principal função é realizar a cobertura no plantio da cana de açúcar.

Os principais motivos da escolha desse modelo de trator, foram a facilidade na instalação do dinamômetro sem a remoção do motor, a facilidade em se alterar o volume de combustível fornecido pela bomba injetora, através do parafuso de regulagem de débito e a baixa potência do equipamento, sendo compatível ao dinamômetro disponível para a realização dos testes.

A figura 4.1 mostra a vista frontal do trator amostrado, com o dinamômetro marca Go-Power descrito na página 55, acoplado à polia do virabrequim.

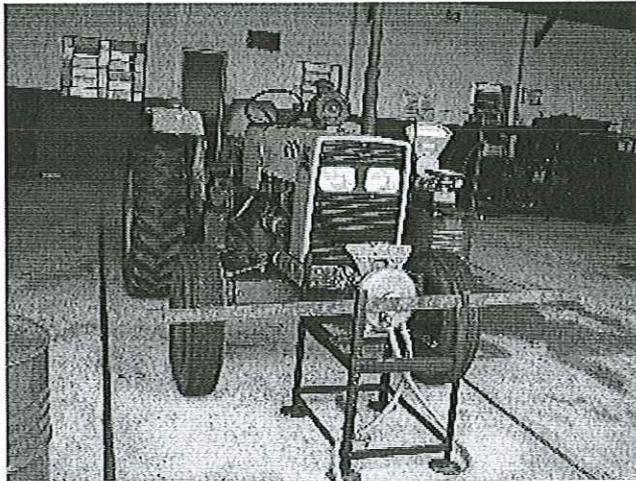


FIGURA 4.1 – Foto do trator com o dinamômetro acoplado

Este trator utiliza um motor de injeção direta, equipado com bomba injetora Bosch e regulador de rotação acoplado à bomba injetora.

4.2 – Características do Motor

O motor que aciona o trator de marca Valmet, ano de fabricação 1.981, modelo 68, possui as seguintes especificações técnicas.

Marca.....	MWM
Modelo.....	D229-3
Tipo.....	Diesel de injeção direta, aspiração natural
Quantidade de cilindros.....	3
Disposição dos cilindros.....	Verticais em linha
Diâmetro dos cilindros.....	102 mm
Curso dos êmbolos.....	120 mm
Cilindrada total.....	2.942 cm ³
Relação de compressão.....	16,6:1
Ordem de explosão.....	1-3-2
Potência SAE bruta a 2.300 rpm.....	59 CV (43 KW)
Torque máximo a 1.400 rpm.....	20,5 mkgf (201 Nm)
Rotação máxima livre do motor.....	2.450 rpm
Marcha lenta.....	750 rpm
Rotação a plena carga.....	2.300 rpm

Bomba injetora.....Bosch.BRPES 3A 80D 320RS, cujo princípio de funcionamento é mostrado no item 3.1.2.1

Bomba alimentadora.....Bosch de pistão nº BR-FP/KS22AD6/4 provida com dispositivo para acionamento manual

Regulador (governador)Bosch, tipo centrífugo nº BR-RSV350, ilustrado nas figuras 3.16 a 3.19

Injetores.....Bosch 9 430 082 289

Estas especificações foram retiradas do Manual do Operador do Valmet 88, 68 e 68 cafeeiro, edição 01/81, código 240570.

4.2.1 – Inspeção e regulagem do motor

O motor avaliado contava com 17.894 horas na data do ensaio. Já havia passado por 2 retíficas completas, sendo a primeira com 10.888 horas, na qual foram substituídos os kits de motor, bronzinas, válvulas, guias de válvula, bicos injetores, além de reparos na bomba injetora. O virabrequim foi apenas polido.

Depois de rodar mais 5.028 horas, o motor apresentou barulho anormal ocasionado por folga na biela do segundo cilindro. Com isso foi necessária a segunda retífica. Foram efetuados os mesmos reparos e substituídas as mesmas peças da primeira retífica, porém foi necessário se efetuar a retífica do virabrequim.

No dia do ensaio, contava com 1.978 horas trabalhadas após retífica. Seu consumo de óleo lubrificante era de 0,31% em volume de diesel, bem abaixo do limite crítico, que é de 1,0 a 1,5% do consumo de diesel, que é o limite adotado por oficinas de manutenção e recomendado por retíficas de motores. Esse dado é baseado no Manual de Oficina OM-314 e OM-352 da Mercedes-Benz Brasil S.A.

Foi efetuada medida de compressão nos 3 cilindros do motor e o valor encontrado foi de 20 kgf/cm² em todos os cilindros, acima de 19 kgf/cm², que é o mínimo valor recomendado pelo fabricante, de acordo com o Manual de Oficina da MWM Motores Diesel Ltda.

Isso demonstra que o motor apresentava plena capacidade de operação.

4.3 – Procedimentos de ensaio

Para realização dos ensaios do sistema, acoplou-se o dinamômetro na polia dianteira do motor, para a coleta dos dados.

Isso foi possível, adaptando-se a flange da bomba hidráulica utilizada nos motores MWM dos tratores CBT 8440 utilizados como carregadeiras de cana, na polia dianteira do motor para colocação do cardã que vai ligado ao dinamômetro.

A figura 4.2 mostra o dinamômetro acoplado ao motor, pela polia dianteira. No detalhe, aparece o contador de rotações acoplado à polia do dinamômetro.

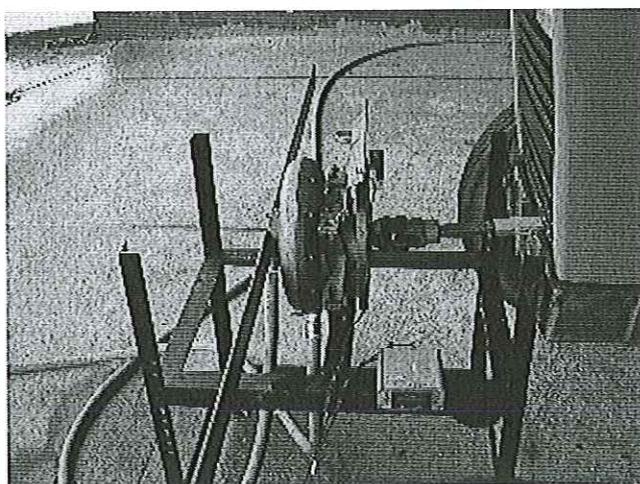


FIGURA 4.2 – Foto do dinamômetro com contador de rotações acoplado ao motor.

O tacômetro instalado na frente do trator é fotoelétrico, da marca Dynapar, faixa de 1 a 9.999 rpm, precisão básica $\pm 0,05\%$, mostrador digital de 4 dígitos.

O dinamômetro usado foi da marca Go Power, que segundo CELERE (1981), é modelo DA 500, com vazão de 32 l/min por 100 cv, pressão de trabalho máxima de 1,75 kgf/cm² à máxima vazão, acoplado à indicador digital marca DINATESTES, com impedância de 350 Ohms, tensão de alimentação 110/220 V, alimentação de transdutor 10Vdc, entrada de sinal 0-2mV/V. A célula de carga utilizada é da marca DINATESTES, modelo 20VS, capacidade de carga de 20 kgf à tração e/ou compressão.

Nos testes iniciais observou-se que a água saía em temperatura elevada do dinamômetro e se a fizesse recircular, seria necessário a instalação de um trocador de calor. Por isso, a água de saída do dinamômetro foi descartada.

Para leitura da carga dinamométrica, foi colocado um braço no dinamômetro com uma marca que distava um metro do centro do eixo. Nesse ponto foi instalada a célula de carga.

Com isso, conseguiu-se facilidade nas leituras e cálculos imediatos de torque.

4.3.1 – Regulagem do sistema de injeção de óleo diesel

O sistema de injeção foi submetido a regulagens, para diminuição do volume de injeção de diesel e conseqüente substituição por etanol hidratado. Isso foi conseguido através de alterações no parafuso de regulagem de débito da bomba injetora. Foi diminuído o volume de injeção de óleo diesel e efetuou-se o experimento à plena carga.

Foram realizados testes com as seguintes proporções de combustíveis:

90% diesel + 10% etanol hidratado

97% diesel + 3% etanol hidratado

93% diesel + 7% etanol hidratado

Para medição da quantidade de diesel, efetuou-se um by-pass no filtro de combustível, para que não retornasse ao tanque. O combustível foi succionado e teve o retorno direcionado a um galão, para possibilitar as medições de consumo, conforme mostra a figura 4.3.

O combustível sempre foi pesado e a determinação de volume foi calculada utilizando-se a densidade do óleo diesel, que foi anteriormente determinada e cujo valor foi de $0,8559 \pm 0,0001 \text{ g/cm}^3$.

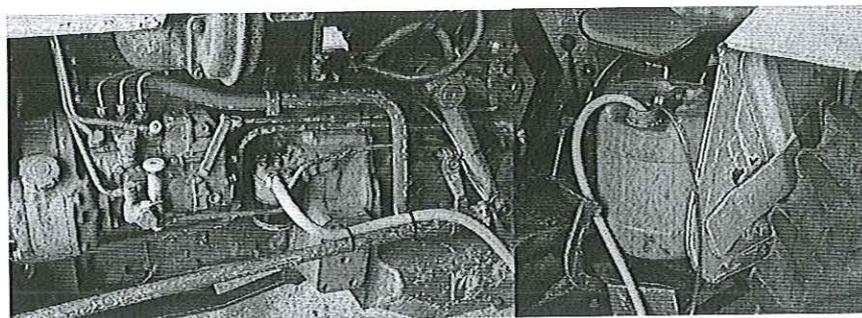


FIGURA 4.3 – Foto do desvio do combustível do tanque diesel.

A quantidade de diesel foi determinada da seguinte maneira: colocou-se o motor a 1.800 rpm em plena carga e anotou-se o consumo de diesel. Foi escolhida essa rotação

porque a maioria dos serviços desse trator na empresa é executada nessa rotação, à plena carga, ou seja, trabalha nessa rotação, com o pedal do acelerador completamente acionado.

Em seguida, diminui-se o débito por tentativa e erro, até se conseguir 10% de redução, 7% de redução e 3% de redução em volume de óleo de diesel.

Para determinação de consumo combustível, foi utilizado o sistema gravimétrico com vazão mássica.

4.3.2 – Regulagem do sistema de injeção de etanol hidratado

A injeção eletrônica de combustível pode ser feita por um bico injetor para todos os cilindros (monoponto) ou por um bico injetor para cada cilindro (multipoint). O acionamento é efetuado através de impulsos elétricos, enviados por um módulo eletrônico de controle, que recebe sinais de alguns sensores estrategicamente colocados, que indicam a quantidade exata de combustível que a(s) válvula(s) injetora(s) deve(m) injetar para a otimização do funcionamento do motor. O combustível é enviado à(s) válvula(s) injetora(s) por uma bomba elétrica, que mantém sua pressão controlada através da válvula reguladora de pressão (BOSCH, 2001).

Este experimento utilizou o sistema monoponto, cujo esquema está mostrado na figura 4.4.

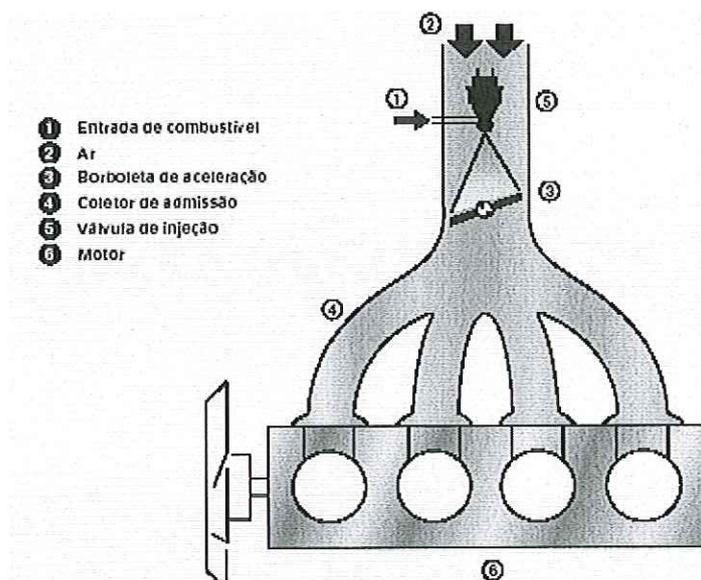


FIGURA 4.4 – Sistema monoponto de injeção eletrônica. (BOSCH, 2001)

Conforme BOSCH (2001), quando se dá a partida no veículo, os pistões do motor sobem e descem. No movimento de descida, é produzida no coletor de admissão uma aspiração (vácuo), que aspira ar, chegando até os cilindros do motor.

A unidade de comando, por sua vez, permite que as válvulas de injeção injetem a quantidade de combustível ideal para o volume de ar admitido, gerando a relação ar/combustível que é chamada de mistura.

Quanto mais adequada a mistura, melhor o rendimento e economia e menor a emissão de gases poluentes.

O combustível é sugado do tanque através de uma bomba elétrica, que fornece o combustível sob pressão a um tubo distribuidor onde estão fixadas as válvulas de injeção.

A bomba fornece mais combustível do que o necessário, a fim de manter no sistema de combustível a pressão necessária para todos os regimes de funcionamento do motor. O excedente retorna ao tanque. A figura 4.5 ilustra uma bomba de combustível.



FIGURA 4.5 – Bomba elétrica de combustível. (BOSCH, 2001)

O regulador de pressão mantém o combustível sob pressão em todo o circuito de combustível, inclusive nas válvulas de injeção. Ele garante uma pressão uniforme no sistema de combustível em todos os regimes de funcionamento do motor.

Quando a pressão regulada é ultrapassada, ocorre a liberação de abertura para a tubulação de retorno, onde o combustível retorna para o tanque sem pressão. A figura 4.6 ilustra um regulador de pressão de combustível.

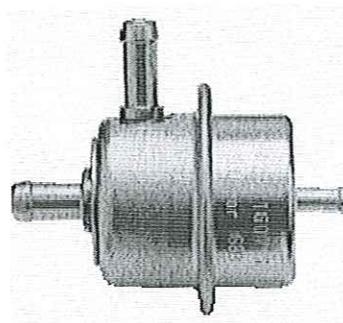


FIGURA 4.6 – Regulador de pressão de combustível. (BOSCH, 2001)

A válvula injetora pulveriza o combustível para o interior do motor. A figura 4.7 ilustra uma válvula injetora.



FIGURA 4.7 – Válvula injetora de combustível. (BOSCH, 2001)

O volume de etanol hidratado necessário foi determinado levando-se em consideração as proporções citadas no item 4.3.1 e medindo-se a densidade do etanol hidratado. O valor da densidade encontrado foi de $0,8123 \pm 0,0001 \text{ g/cm}^3$.

Para medida de volume de álcool etílico hidratado carburante, utilizou-se um gerador de pulsos cujo esquema elétrico está demonstrado na figura 4.8. Na representação do osciloscópio, os valores A e B foram simulados com o software Electronics Workbench, versão 4.0d. Com esse programa consegue-se incrementar de 1% em 1% as resistências A e B. Consegue-se valores de $10\text{K}\Omega$ a $1\text{M}\Omega$, com intervalos de $10\text{K}\Omega$.

Ao se ligar o circuito, o capacitor de 220 nF é carregado até atingir $2/3$ do valor da tensão de alimentação. Ao atingir o valor de 8V , 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 (4V). Isso é feito ciclicamente.

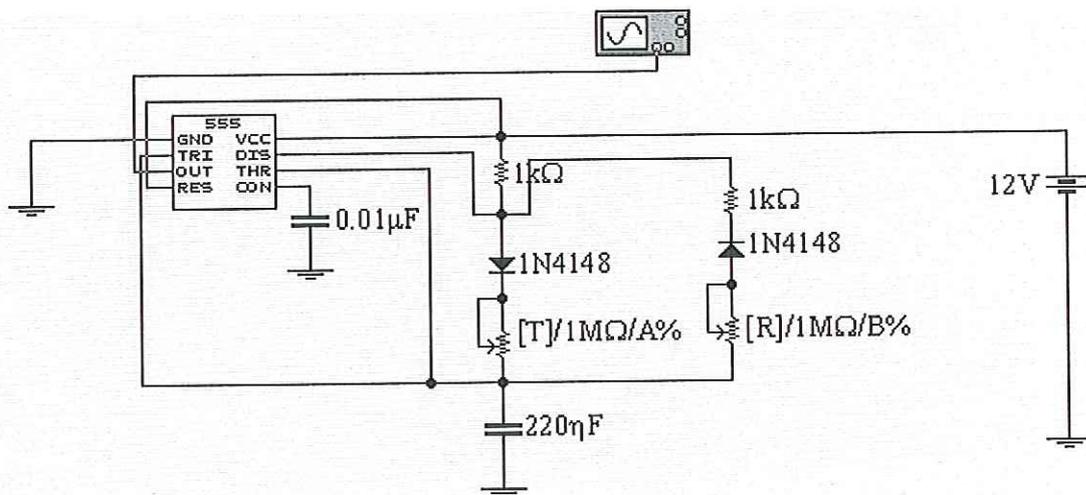


FIGURA 4.8 – Esquema elétrico do gerador de pulsos com osciloscópio acoplado.

A regulagem do volume de injeção é feita alterando-se a frequência do pulso e o período de abertura do bico injetor, através dos botões A e B do gerador de pulsos, ilustrado na figura 4.13.

Na figura 4.9, os valores de A e B foram fixados em 1% de $1M\Omega$, ou seja, valiam $10K\Omega$.

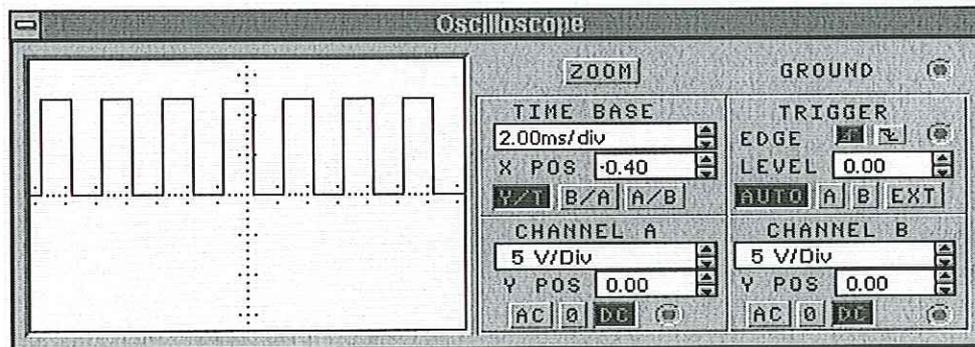


FIGURA 4.9 – Osciloscópio mostrando comprimento onda do controlador de vazão

Quando a frequência de pulsação é alterada através da alteração do resistor A, de $10K\Omega$ para $30K\Omega$, mantendo-se constante o período, há modificações no comprimento de onda conforme esquematizado na figura 4.10. Nesse caso o valor da resistência em B ficou em $10K\Omega$.

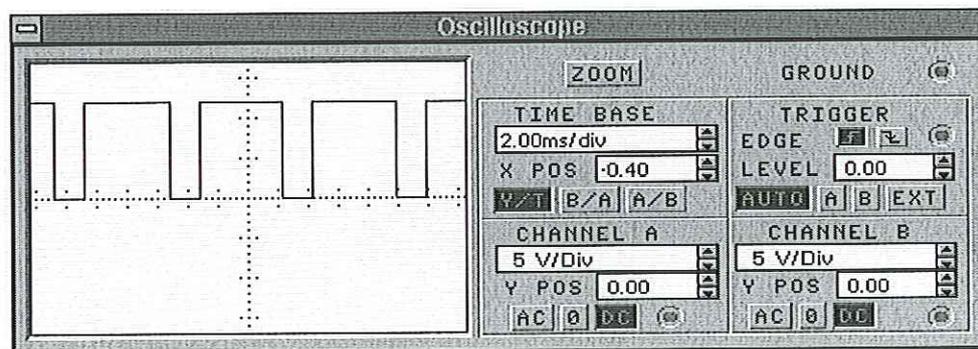


FIGURA 4.10 – Osciloscópio mostrando a variação com alteração da frequência

Quando o período de pulsação é alterado, alterando-se o valor da resistência em B de $10K\Omega$ para $30K\Omega$, mantendo-se constante a frequência, há modificações no comprimento de onda conforme esquematizado na figura 4.11. Nesse caso o valor da resistência em A ficou em $10K\Omega$.

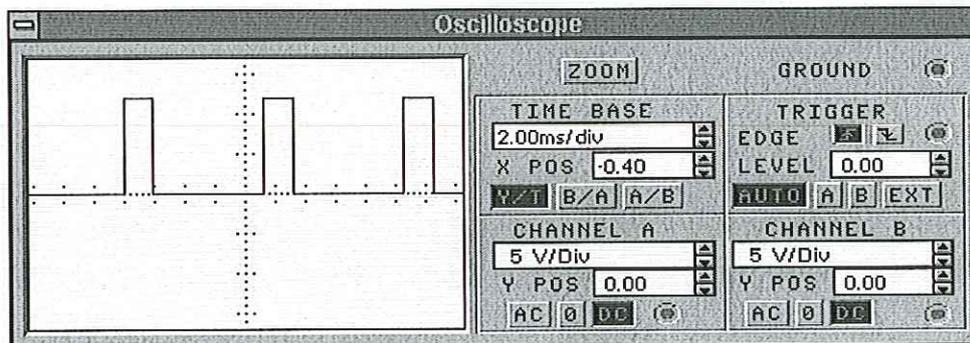


FIGURA 4.11 – Osciloscópio mostrando a variação com alteração do período

Alterando-se o período e a frequência em 3%, ou seja, fixando-se as resistências A e B em 30KΩ, o comprimento se comporta conforme mostrado na figura 4.12.

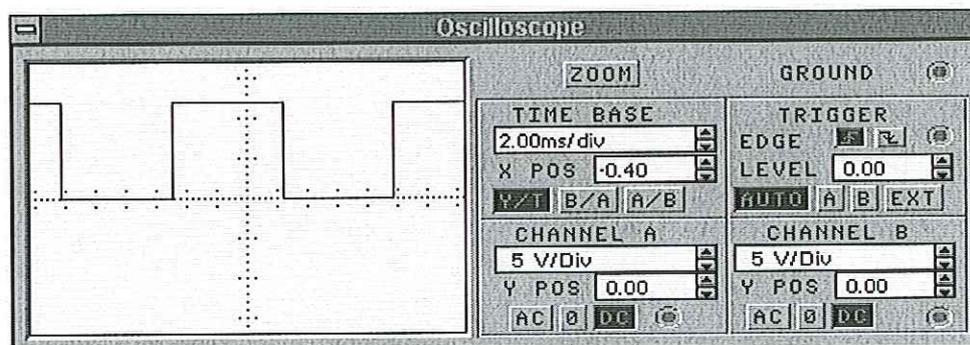


FIGURA 4.12 – Osciloscópio mostrando variações na frequência e período

O gerador de pulsos utilizado para a injeção de álcool, é mostrado na figura 4.13.

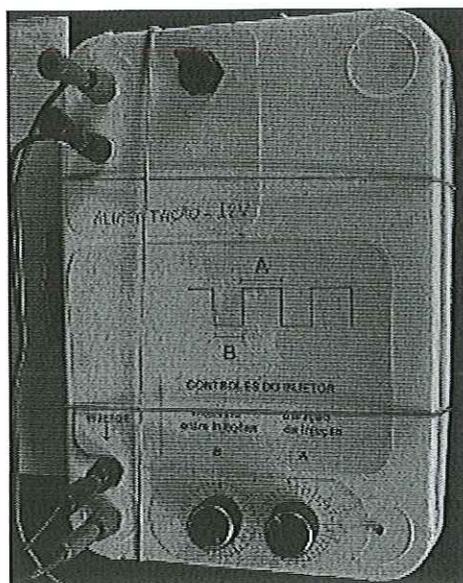


FIGURA 4.13 – Foto do controlador de vazão de álcool.

Foram testadas várias graduações para verificação dos volumes injetados e observadas as formas de jato produzido pelo bico injetor, com a finalidade de calibrar o aparelho. Efetuou-se diversas alterações de frequência e período e construiu-se uma tabela com as vazões conseguidas.

A tabela 4.1 mostra os volumes de álcool obtidos em diversas graduações diferentes:

TABELA 4.1 – Tabela de vazões de álcool

Graduação	Vazão (l/h)
1	0,44
2	0,57
3	0,58
4	0,64
5	0,80
6	0,86
7	1,02
8	1,16
9	1,21
10	1,30
11	1,31
12	1,34
13	1,36
14	1,50
15	1,59
16	1,94
17	1,99
18	2,12
19	2,45
20	2,87
21	3,02
22	4,21
23	4,59
24	5,02
25	6,80
26	7,34
27	7,38
28	8,24
29	9,05

Os jatos conseguidos foram os seguintes: as posições 1 e 2 produziram um vapor bem fino. As posições 3 e 4 produziram uma névoa muito fina. Da posição 5 até a posição 13, conseguiu-se uma névoa fina. Nas posições 14 e 15, obteve-se uma névoa mais grossa. A partir da posição 16, a névoa se transformou em jato fino e da posição 21 em diante se

tornou um jato forte, muito difícil de ser pulverizado. Consegue-se trabalhar abaixo da posição 1 e acima da posição 29, porém para vazões acima de 3 l/h (posição 21), será necessário mais um bico injetor, devido ao jato produzido ser difícil de ser pulverizado.

As posições mostradas na tabela 4.1 foram obtidas alterando-se posições dos botões A e B do controlador mostrado na figura 4.13 e não foram obtidas seqüencialmente.

A figura 4.14 mostra o gráfico da vazão conseguida pelo controlador.

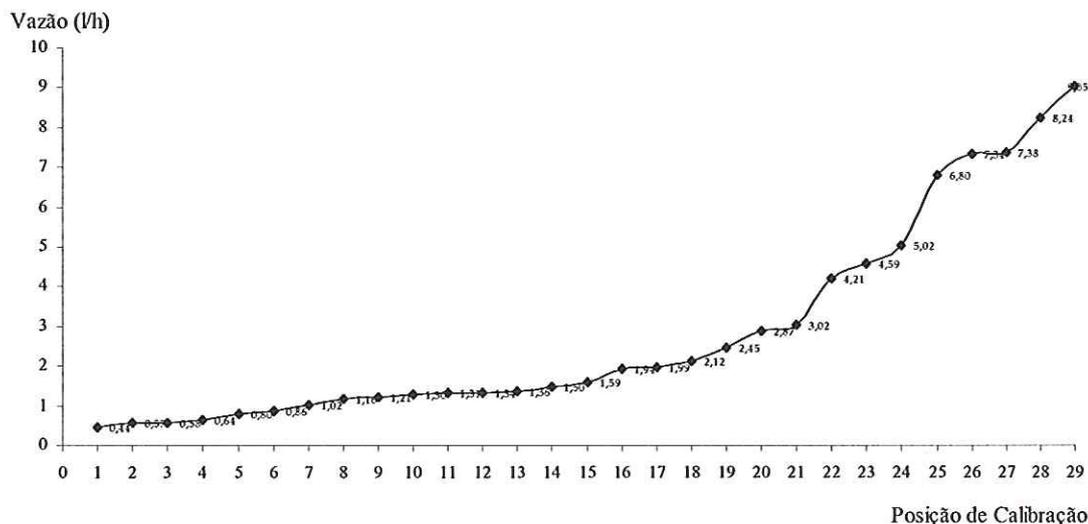


FIGURA 4.14 – Gráfico de vazão do controlador

Para injeção de etanol foram utilizados um conjunto de bomba de combustível utilizado no VW Golf GLX ano 1.996; 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 distribuidor de combustível utilizado no VW Córdoba ano 1.996 e bicos injetores Magnetti Marelli referência 023 (utilizados no Gol 1000 16V ano 2.000). É importante ressaltar que estavam os 4 bicos colocados no distribuidor de combustível, porém apenas um estava operante, porque sua vazão era suficiente para abastecer o volume de álcool necessário ao correto funcionamento do motor.

Em todo período do ensaio, monitorou-se a pressão de injeção de álcool. Para isso, foi instalado um manômetro na linha do etanol. A pressão manteve-se constante em 3 kgf/cm².

Foram calculadas as massas de álcool necessárias. A vazão foi determinada pelo sistema gravimétrico, conforme mostrado na figura 4.15.



FIGURA 4.15 – Sistema gravimétrico para medição de consumo de álcool.

Além da aplicação de álcool substituindo o volume retirado de óleo diesel, efetuou-se o seguinte teste no decorrer do experimento: em cada mistura (3%, 7% e 10% de álcool adicionado em conjunto com o diesel), aumentou-se a quantidade de álcool adicionada, até que o motor atingisse o torque original e anotou-se o consumo.

Todas as vazões foram determinadas pelo sistema gravimétrico com vazão mássica.

4.3.3 – Medição da velocidade e temperatura do ar admitido

Instalou-se na entrada do purificador de ar, um anemômetro marca Testo-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 e cronômetro acoplado, com graduação em milésimo de segundo.

O instrumento está ilustrado na figura 4.16.

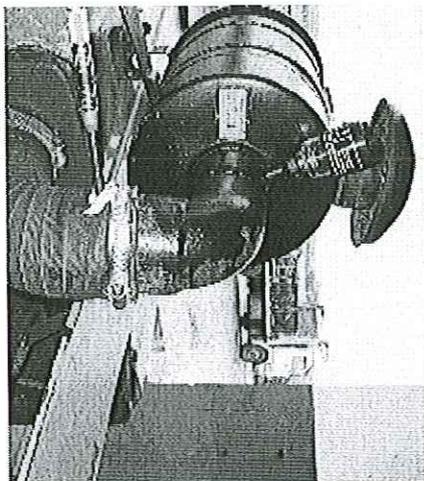


FIGURA 4.16 – Medidor de velocidade, temperatura do ar e cronômetro

4.3.4 – Medição da temperatura do ar após injeção de álcool

Colocou-se um termopar tipo K de -120 a + 1370 °C, com resolução de 0,1 °C e precisão de $\pm 0,5$ °C, após o bico injetor, para medição da temperatura da mistura ar e álcool, conforme ilustrado na figura 4.17.

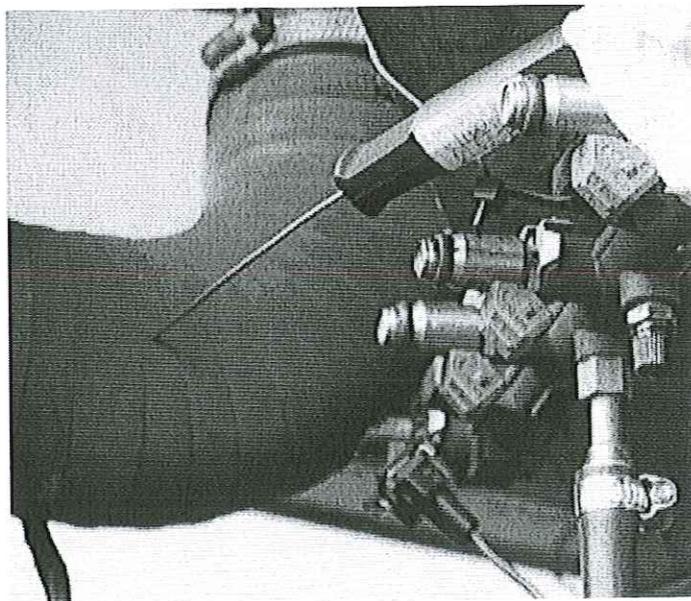


FIGURA 4.17 – Termopar instalado após o bico injetor de álcool

4.4 – Sistema de duplo combustível

4.4.1 – Constituição básica

Para injeção de álcool no motor, efetuou-se adaptação na mangueira da saída do purificador de ar.

Efetuu-se um furo na mangueira, na altura do centro do coletor de admissão, conforme mostrado na figura 4.18.

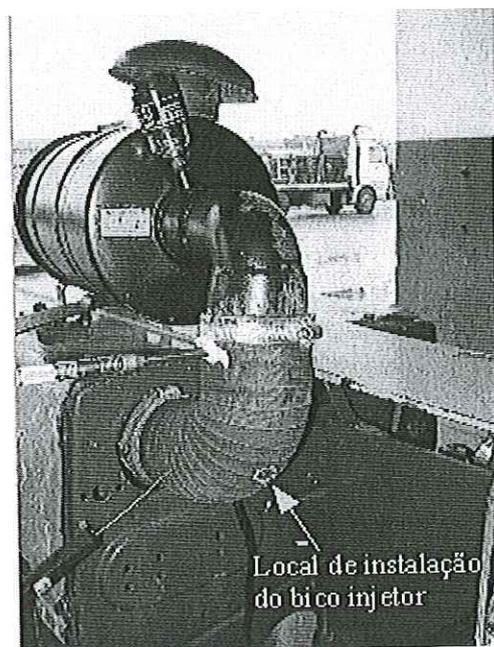


FIGURA 4.18 – Furo na mangueira do purificador.

O furo foi aberto com broca de diâmetro inferior em 3 mm ao do bico injetor, para garantir interferência e dificultar a penetração de impurezas.

Em seguida, colocou-se o bico injetor de álcool no orifício que havia sido feito na mangueira do purificador de ar, conforme mostrado na figura 4.19.

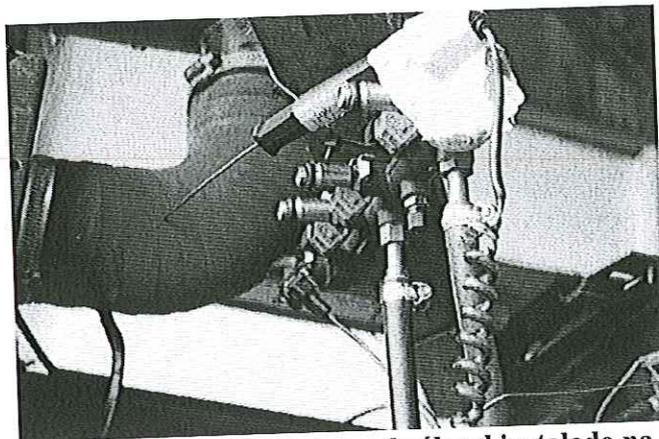


FIGURA 4.19 – Bico injetor de álcool instalado na admissão do motor.

Dessa forma injetava-se álcool num motor ICO, sem necessidade de misturá-lo ao óleo diesel. Deve-se observar que o gerador de pulsos atuou somente em um bico injetor. Os outros 3 bicos não foram energizados e estavam colocados no distribuidor de combustível apenas para tampar os furos existentes na galeria.

O ensaio foi iniciado com a medição de consumo de óleo diesel e torque do motor à plena carga, com 1.800 rpm. O consumo foi medido pelo método gravimétrico de vazão mássica.

Em seguida, diminui-se 10% em volume da quantidade de óleo diesel injetada, através do parafuso de regulagem do curso da cremalheira da bomba injetora e mediu-se o torque do motor.

Substituiu-se essa quantidade de diesel em volume pela mesma quantidade de álcool hidratado e mediu-se novamente o torque do motor.

Posteriormente foi se injetando álcool no motor, até que se obtivesse o torque medido no início do ensaio. Determinou-se a quantidade de álcool injetada, através do método gravimétrico de vazão mássica.

O procedimento foi repetido substituindo-se 7% e depois 3% do volume de óleo diesel injetado.

Essas proporções foram escolhidas baseadas no teste realizado pela Cooperativa de Produtores de Cana, Açúcar e Álcool do Estado de São Paulo Ltda, desde o ano de 1998, onde há testes em usinas com 3%, 7% e 10% de álcool anidro misturado ao óleo diesel. De acordo com estudos realizados por essa entidade, até 10% de álcool anidro misturado ao óleo diesel, não há separação de fases em qualquer região do país, independente da estação do ano.

Todas as medições foram realizadas por 3 vezes e os cálculos foram efetuados pela média dessas 3 medidas.

5 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos no ensaio do motor são apresentados em função da quantidade de diesel substituído por álcool no motor do trator.

Também estão relatados estudos de viabilidade econômica retirando-se 3%, 7% e 10% do óleo diesel em volume e adicionando-se álcool hidratado até que o motor atingisse a potência original e da mistura de 3% de álcool anidro ao óleo diesel, em volume.

5.1 – Ensaio

O ensaio foi efetuado com diesel puro e com substituição de 3%, 7% e 10% de diesel por álcool.

5.1.1 – Diesel puro

O ensaio foi realizado na rotação de 1.800 rpm, à plena carga.

A primeira medição foi efetuada com diesel puro. Mediu-se o torque do motor, o peso inicial e final de óleo diesel, o tempo decorrido, a temperatura do ar após o purificador e a velocidade do ar. Todas as medidas foram efetuadas 3 vezes e os cálculos foram efetuados pela média. Os resultados encontrados estão mostrados na tabela 5.1.

TABELA 5.1 – Medição de consumo e torque com diesel puro

Diesel Puro	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	15	274	11.900	11.400	33,6	18,3
	15	277	11.200	10.710	33,6	18,3
	15	274	10.600	10.090	33,5	18,3
Média:	15	275	11.233	10.733	33,6	18,3

Com esses dados efetua-se o cálculo da potência, que segundo OBERT (1971) é o produto da carga encontrada pela balança, pela rotação do motor.

$$\text{Potência} = 2\pi PRN$$

$$\text{Carga} = 15,0 \text{ kgf.m} = 147,2 \text{ Nm}$$

$$\text{Potência} = 30,8 \text{ kW}$$

O consumo de óleo diesel foi de 500 gramas em 275 segundos ou 6.545,5 gramas por hora. Em volume, o consumo foi de 7,65 l/h, considerando-se que a densidade medida do óleo diesel foi de 0,8559 g/cm³.

O consumo específico foi de 212,4 g/kWh.

A velocidade de ar foi medida para haver certificação de que não haveria diferenças significativas na admissão de ar do motor.

Efetuu-se a correção de potência, para comparação posterior das medidas.

Segundo PENIDO FILHO (1991), a fórmula de correção de potência segundo a norma ABNT (MB-372), para motores do ciclo Diesel é:

$$Ne_{cm} = Ne \times \frac{736}{Pi} \times \frac{ta + 273}{303}, \text{ onde:}$$

Ne_{cm} = Potência corrigida segundo a norma ABNT (MB-372)

Ne = Potência efetiva

ta = temperatura ambiente (°C)

Pi = Pressão indicada (mm Hg)

Para o teste com diesel puro, a potência corrigida é 32,3 kW e o consumo específico para esta potência é de 202,5 g/kWh, para pressão atmosférica de 710 mmHg.

Com essas medidas, pode-se iniciar a introdução de álcool, com redução proporcional de diesel.

5.1.2 – 90% de diesel e 10% de álcool em volume

Para realizar as medições do MAD10, diminuiu-se em 10% o volume injetado de óleo diesel. Isso foi conseguido por tentativa, alterando-se a regulagem do parafuso da cremalheira da bomba injetora.

As tabelas 5.2, 5.3 e 5.4 mostram os valores encontrados com diminuição de 10% no volume injetado de óleo diesel, com a mistura MAD10 e o valor encontrado de consumo de álcool para se obter a carga de 15 kgf.m novamente.

TABELA 5.2 – Medição com retirada de 10% de diesel em volume

Diesel 90%	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	13,5	134	9.720	9.510	33,6	18,3
	13,5	136	9.400	9.170	33,6	18,3
	13,5	135	9.000	8.780	33,5	18,3
Média:	13,5	135	9.373	9.153	33,6	18,3

TABELA 5.3 – Medição com a MAD 10

MAD 10	Carga (kgf.m)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	14	31,4	18,3
	14	31,4	18,4
	14	31,5	18,3
Média:	14	31,4	18,3

TABELA 5.4 – Medição com MAD 10 e adição de álcool até potência inicial

Injeção Álcool	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	15	225	800	740	32,5	18,4
	15	223	600	540	32,5	18,3
	15	224	400	340	32,5	18,3
Média:	15	224	600	540	32,5	18,3

O consumo de óleo diesel foi de 220 gramas em 135 segundos ou 5.866,7 gramas por hora. Em volume, o consumo foi de 6,85 l/h, considerando-se que a densidade medida do óleo diesel foi de 0,8559 g/cm³.

A velocidade de ar permaneceu constante em 18,3 m/s, indicando que o fluxo de ar para o interior do motor permaneceu o mesmo e a temperatura do ar medida após o purificador permaneceu em 33,6 °C.

A potência nessa situação teve o seguinte comportamento:

Carga = 13,5 kgf.m = 132,4 Nm

Potência = 27,7 kW.

O consumo específico foi de 211,5 g/kWh.

O valor da potência corrigida para este caso é 29,1 kW e o consumo específico para essa potência é de 201,7 g/kWh.

A seguir, injetou-se álcool, de modo que em volume se obtivesse a MAD10, ou seja, a composição do combustível consumido foi de 90% de óleo diesel e 10% de AEHC, isto é, o volume de diesel injetado foi de 6,85 l/h e o de álcool foi de 0,74 l/h.

A carga lida na balança acoplada ao dinamômetro passou a 14 kgf.m, enquanto a velocidade do ar de admissão permaneceu inalterada.

A potência nesse caso teve o seguinte comportamento:

Carga = 14 kgf.m = 137,3 Nm

Potência = 28,8 kW

Para o cálculo do consumo da mistura, transformou-se em volume o AEHC que havia sido pesado. A densidade medida do álcool hidratado foi de 0,8123 g/cm³. A vazão de álcool obtida foi de cerca de 10,0 gramas por minuto, ou 600 gramas por hora. Somando-se ao consumo de óleo diesel, obtém-se 6.466,7 gramas de MAD10 por hora.

Com isso, o consumo específico foi de 224,8 g/kWh da mistura 10% álcool e 90% diesel, em volume.

Efetuada a correção de potência, o valor passa para 30,0 kW, com consumo específico de 215,9 g/kWh.

A seguir, foi determinada experimentalmente a quantidade de álcool injetada necessária para que o motor apresentasse a potência inicial. Manteve-se constante o volume de diesel injetado e aumentou-se o volume de injeção de álcool até carga da balança indicasse os 15 kgf.m lidos inicialmente.

Foram medidos os pesos iniciais e finais de álcool, o tempo decorrido, a temperatura do ar após o purificador e após o bico injetor e a velocidade do ar.

Uma variação significativa foi observada na temperatura do ar admitido antes e após a injeção de álcool.

O consumo de álcool passou a ser de 60 gramas em 224 segundos ou 964,3 gramas por hora. Em volume, esse consumo foi de aproximadamente 1,18 l/h.

Para cálculo de consumo específico, soma-se 5.866,7 g/h de óleo diesel, totalizando 6.830,9 gramas por hora.

O consumo específico passou a ser 221,6 g/Kwh da mistura, que passou a ter mais de 10% de álcool e menos de 90% de diesel.

Quando se efetua a correção de potência, o consumo específico passa a ser 212,1 g/kWh e a potência passa a 32,2 kW.

Quando se adicionou álcool até que o motor atingisse a potência original, efetuou-se a medida de temperatura do ar, após a adição de álcool. O valor encontrado foi de 21 °C nas 3 medições.

5.1.3 – 93% de diesel e 7% de álcool em volume

Nas medições do MAD7, diminuiu-se em 7% o volume injetado de óleo diesel. Isso foi conseguido novamente por tentativa, alterando-se a regulagem do parafuso da cremalheira da bomba injetora.

As tabelas 5.5, 5.6 e 5.7 mostram os valores encontrados quando se diminuiu 7% no volume injetado de óleo diesel, utilizando-se a mistura MAD7 e o consumo de álcool necessário para se obter a carga de 15 kgf.m.

TABELA 5.5 – Medição com retirada de 7% de diesel em volume

Diesel 93%	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	14	211	15.350	15.000	31,0	18,5
	14	212	14.800	14.440	30,8	18,4
	14	213	14.200	13.830	30,9	18,3
Média:	14	212	14.783	14.423	30,9	18,4

TABELA 5.6 – Medição com a MAD 7

MAD 7	Carga (kgf.m)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	14,5	28,5	18,7
	14,5	28,0	18,4
	14,5	29,0	18,4
Média:	14,5	28,5	18,5

TABELA 5.7 – Medição com MAD 7 e adição de álcool até potência inicial

Injeção Álcool	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	15	161	800	770	30,9	18,5
	15	163	650	620	30,7	18,4
	15	162	500	470	30,9	18,3
Média:	15	162	650	620	30,8	18,4

O consumo de óleo diesel foi de 360 gramas em 212 segundos ou 6.113,2 gramas por hora. Em volume, o consumo foi de 7,14 l/h, considerando-se que a densidade medida do óleo diesel foi de 0,8559 g/cm³.

A velocidade de ar passou a 18,4 m/s e a temperatura do ar passou a 30,9 °C.

A potência nessa situação teve o seguinte comportamento:

$$\text{Carga} = 14,0 \text{ kgf.m} = 137,3 \text{ Nm}$$

$$\text{Potência} = 28,8 \text{ kW}$$

O consumo específico ficou em 212,5 g/kWh.

Efetuada-se a correção de potência e consumo específico, obtém-se 29,9 kW e 204,4 g/kWh, respectivamente.

A seguir, injetou-se álcool, de modo que em volume se obtivesse a MAD7, ou seja, a composição do combustível consumido foi de 93% de óleo diesel e 7% de AEHC.

A carga lida na balança acoplada ao dinamômetro passou a 14,5 kgf.m, enquanto a velocidade do ar de admissão aumentou 0,1m/s, passando a 18,5 m/s.

A potência nesse caso ficou:

$$\text{Carga} = 14,5 \text{ kgf.m} = 142,2 \text{ Nm}$$

$$\text{Potência} = 29,8 \text{ kW}$$

O consumo de AEHC nesse caso foi de 0,55 l/h. A densidade medida do álcool hidratado medida foi de 0,8123 g/cm³. Com isso, a vazão de álcool foi de cerca de 7,4 gramas por minuto, ou 444 gramas por hora. Somando-se ao consumo de óleo diesel, obtém-se 6.557,2 gramas de MAD7 por hora.

Com isso, o consumo específico foi de 220,1 g/kWh da mistura 7% álcool e 93% diesel, em volume.

Mediu-se novamente a temperatura do ar admitido antes e após a injeção de álcool e novamente encontrou-se diminuição significativa. As 3 medidas de temperatura após o bico injetor foram 19,0 °C, 17,0 °C e 18,0 °C, ficando a média em 18,0 °C.

Efetuada-se a correção, obteve-se 213,4 g/kWh para o consumo específico e 30,7 kW para a potência corrigida.

A seguir, foi determinada experimentalmente a quantidade de álcool injetada necessária para que o motor apresentasse a potência inicial. Manteve-se constante o volume de diesel injetado e aumentou-se o volume de injeção de álcool até carga da balança indicasse os 15 kgf.m lidos inicialmente.

Foram medidos os pesos iniciais e finais de álcool, o tempo decorrido, a temperatura do ar após o purificador e após o bico injetor e a velocidade do ar.

O consumo de álcool passou a ser de 30 gramas em 162 segundos ou 666,7 gramas por hora. Em volume, esse consumo foi de aproximadamente 0,82 l/h.

A velocidade do ar retornou a 18,4 m/s.

Para cálculo de consumo específico, soma-se 6.113,2 g/h de óleo diesel, totalizando 6.779,9 gramas por hora. Em volume, o consumo passou a 8,48 l/h.

O consumo específico passou a ser 220,0 g/kWh da mistura, que passou a ter mais de 7% de álcool e menos de 93% de diesel.

Com a correção, a potência passa a 32,0 kW e o consumo específico a 211,6 g/kWh.

5.1.4 – 97% de diesel e 3% de álcool em volume

Para efetuar as medições do MAD3, diminuiu-se em 3% o volume injetado de óleo diesel novamente por tentativa, alterando-se a regulagem do parafuso da cremalheira da bomba injetora.

As tabelas 5.8, 5.9 e 5.10 mostram os valores encontrados quando se diminuiu 3% no volume injetado de óleo diesel e utilizando-se a mistura MAD 3.

TABELA 5.8 – Medição com retirada de 3% de diesel em volume

Diesel 97%	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	14,5	228	13.100	12.700	31,7	18,5
	14,5	226	12.600	12.210	31,7	18,5
	14,5	230	12.100	11.690	31,7	18,5
Média:	14,5	228	12.600	12.200	31,7	18,5

TABELA 5.9 – Medição com a MAD 3

MAD 3	Carga (kgf.m)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	14,5	30,1	18,5
	15,0	30,1	18,5
	14,5	30,1	18,5
Média:	14,7	30,1	18,5

TABELA 5.10 – Medição com MAD 3 e adição de álcool até potência inicial

Injeção Álcool	Carga (kgf.m)	Tempo Injeção (s)	Massa Inicial (g)	Massa Final (g)	Temperatura de entrada do ar (°C)	Velocidade do ar(m/s)
	15	621	800	750	32,4	18,5
	15	620	700	650	32,3	18,5
	15	622	550	500	32,5	18,5
Média:	15	621	683	633	32,4	18,5

O consumo de óleo diesel foi de 400 gramas em 228 segundos ou 6.315,8 gramas por hora. Em volume, o consumo foi de 7,38 l/h, considerando-se que a densidade medida do óleo diesel foi de 0,8559 g/cm³.

A velocidade de ar medida foi de 18,5 m/s e a temperatura do ar medida após o purificador foi de em 31,7 °C e a potência medida foi de 29,8 kW. O consumo específico ficou em 212,0 g/kWh.

Efetuando-se a correção, obtém-se 31,05 kW de potência e 203,4 g/kWh de consumo específico.

Dando prosseguimento às medições, injetou-se álcool, de modo que em volume se obtivesse a MAD3, ou seja, a composição do combustível consumido foi de 97% de óleo diesel e 3% de AEHC.

A potência indicada foi de 14,7 kgf.m ou 30,1 kW. A velocidade do ar permaneceu em 18,5 m/s.

Novamente foi medida a temperatura do ar após o bico injetor e houve variação significativa: 19,8 °C, 20,0 °C e 19,6 °C, com média de 19,8 °C nas 3 medidas.

Para cálculo de consumo específico do motor, somou-se o álcool aos 6.315,8 g/h de óleo diesel. Em massa, o consumo da mistura foi de 6.489,8 g/h de MAD3. O consumo específico ficou em 215,4 g/kWh.

Com a correção, a potência ficou em 31,2 kW e o consumo específico em 207,7 g/kWh.

Para finalizar, adicionou-se álcool até que a carga voltasse aos 15,0 kgf.m iniciais.

O consumo de álcool foi de 50 gramas em 621 segundos ou 290,0 gramas por hora ou 0,36 l/h.

Para cálculo de consumo específico, soma-se 6.315,8 g/h de óleo diesel, totalizando 6.605,6 gramas por hora. O consumo específico encontrado foi 214,4 g/kWh da mistura.

Efetuando-se a correção, obtém-se potência de 32,2 kW e consumo específico de 205,1 g/kWh.

5.2 – Discussão

Comparou-se a redução de torque em função da redução de injeção de diesel, os consumos específicos em função da substituição de álcool por diesel e a potência quando se substituiu o óleo diesel por AEHC.

5.2.1 – Redução de potência em função da redução da injeção de diesel

Inicialmente comparou-se as reduções de potência em relação à diminuição de injeção de óleo diesel. Os resultados são apresentados na tabela 5.11.

TABELA 5.11 – Relação entre torque e volume de óleo diesel injetado

% Diesel	Potência (kW)
90%	29,1
93%	29,9
97%	31,1
100%	32,3

O gráfico da figura 5.1 mostra a relação entre a potência o volume de óleo diesel injetado.

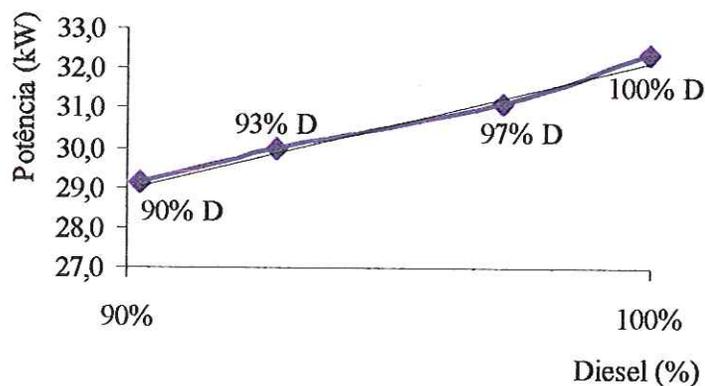


FIGURA 5.1 – Gráfico relacionando potência e % de diesel injetado

O gráfico apresenta a linha de tendência da diminuição de potência proporcionada pelo motor em função do volume de diesel injetado. A redução de potência foi diretamente proporcional ao volume de óleo diesel diminuído.

5.2.2 – Consumo específico em função da redução da injeção de diesel

Foram comparados os consumos específicos quando se alterou a quantidade de diesel injetado, sem adição de álcool. Os resultados estão apresentados na tabela 5.12.

TABELA 5.12 – Relação entre consumo específico e volume de diesel injetado

% Diesel	Consumo específico (g/kWh)	Diferença (%)
90%	201,7	-0,41%
93%	204,4	0,94%
97%	203,4	0,43%
100%	202,5	0,00%

O gráfico da figura 5.2 mostra a relação entre o consumo específico e o volume de óleo diesel injetado.

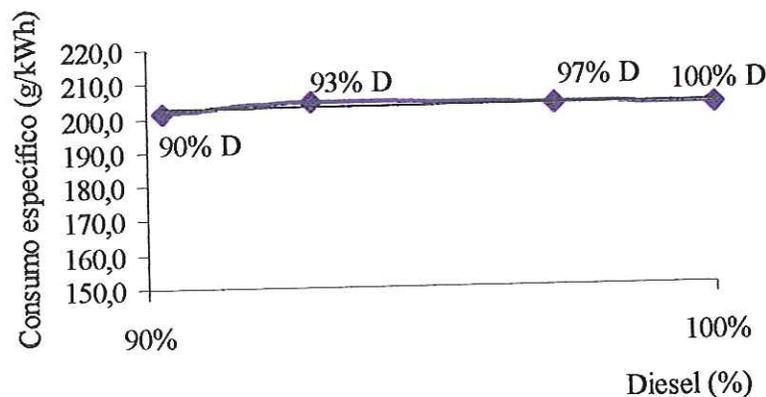


FIGURA 5.2 – Gráfico relacionando consumo específico e volume de diesel injetado

A diferença de consumo específico foi muito pequena. A maior variação foi de 0,94% em relação ao volume original. A diferença é pouco significativa e devido ao baixo coeficiente angular da linha de tendência, mostra que o consumo específico tende a ficar praticamente constante nesse caso.

5.2.3- Potência em função da injeção de álcool e diesel

Agora mediu-se os valores da potência no motor com diesel puro e substituindo-se 3%, 7% e 10% de diesel em volume por AEHC. Os resultados são apresentados na tabela 5.13.

TABELA 5.13 – Variação de potência em função da substituição de diesel por álcool

% Diesel	Potência (kW)
90%	30,0
93%	30,7
97%	31,2
100%	32,3

O gráfico da figura 5.3 mostra a relação entre a potência e a substituição de diesel por álcool em volume.

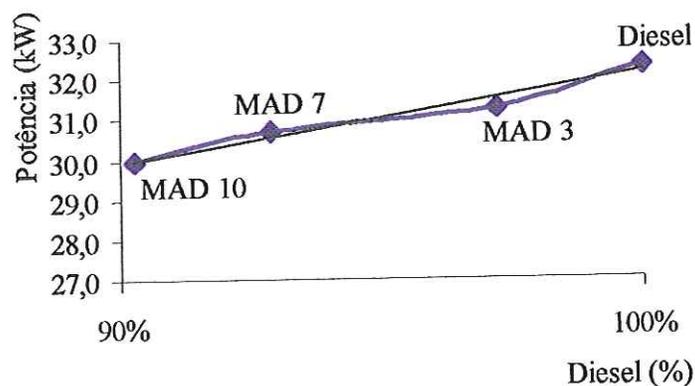


FIGURA 5.3 – Gráfico relacionando potência em função do diesel substituído por álcool, em volume

O gráfico demonstra que a variação de potência foi proporcional à substituição de diesel por álcool. Quanto maior foi a substituição de diesel por álcool, menor foi a potência encontrada. Isso pode ser explicado pelo menor poder calorífico do álcool, em relação ao óleo diesel. Por outro lado, como a substituição foi feita em volume, a diferença de densidade acentua a queda de potência.

5.2.4 – Consumo específico em função da substituição de diesel por álcool

Fez-se comparações de consumo específico com substituição de óleo por álcool. Os resultados estão mostrados na tabela 5.14.

TABELA 5.14 – Variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool

Mistura	Consumo específico (g/kWh)
90%	215,9
93%	213,4
97%	207,7
100%	202,5

A figura 5.4 mostra o gráfico da variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool.

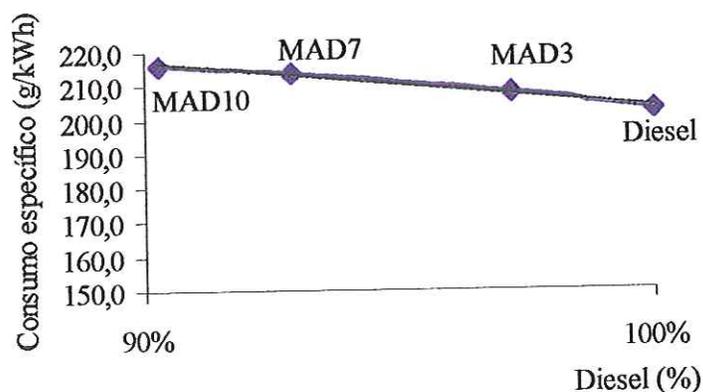


FIGURA 5.4 – Gráfico relacionando variação de consumo específico em função do diesel substituído por álcool, em volume

Quanto maior o volume de diesel substituído por álcool, maior foi o consumo específico encontrado. A relação foi diretamente proporcional.

O menor poder calorífico do álcool em relação ao diesel explica o ocorrido. Além disso, a substituição foi feita em volume e há diferença de densidade entre os combustíveis.

5.2.5- Consumo específico em função do aumento da injeção de álcool para retornar à potência original

A tabela 5.15 mostra a variação de consumo específico com o aumento da injeção de álcool até atingir a potência original.

TABELA 5.15 – Variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool até atingir a potência original

Mistura	%Diesel	Consumo específico (g/kWh)
MAD 15	85%	212,1
MAD 10	90%	211,6
MAD 5	95%	205,1
Diesel	100%	202,5

Com aumento da injeção de álcool para que o motor atingisse a potencia original, a MAD 10 passou a ter 85% de diesel, a MAD 7 passou a ter 90% de diesel e a MAD 3 passou a ter 95% de diesel, em volume. O procedimento foi o seguinte: foi se adicionando álcool até que o motor ficasse com a mesma potência de quando utilizava diesel puro.

A figura 5.5 apresenta gráfico relacionando o consumo específico em função da substituição de diesel por álcool, até atingir a potência original.

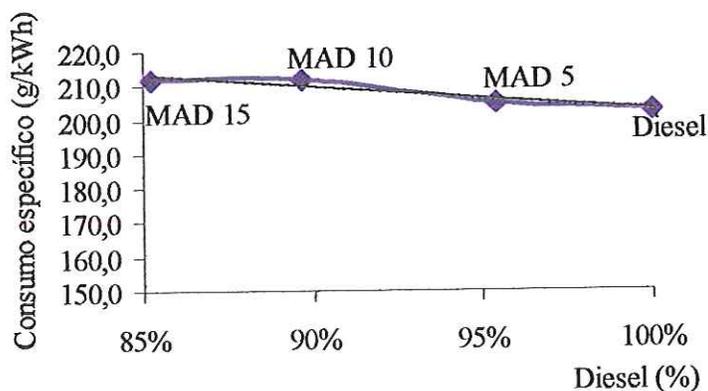


FIGURA 5.5 – Gráfico relacionando variação de consumo específico em função do diesel substituído por álcool, em volume, até atingir a potência original

5.2.6- Comparação dos consumos específicos em função do aumento da injeção de álcool e da MAD 3, MAD 7 e MAD 10

A tabela 5.16 mostra a comparação dos consumos específicos da mistura álcool diesel e da adição de álcool ao diesel para atingir a potência original.

TABELA 5.16 – Variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool e do injeção de álcool até atingir a potência original

Mistura MAD	Consumo específico (g/kWh) – substituição em volume	Consumo específico (g/kWh) – retorno à potência original	%Diesel - Potência original
MAD 10	215,9	212,1	85% (MAD 15)
MAD 7	213,4	211,6	90% (MAD 10)
MAD 3	207,7	205,1	95% (MAD 5)
100%	202,5	202,5	100% (Diesel)

A figura 5.6 mostra o gráfico relacionando os consumos específicos.

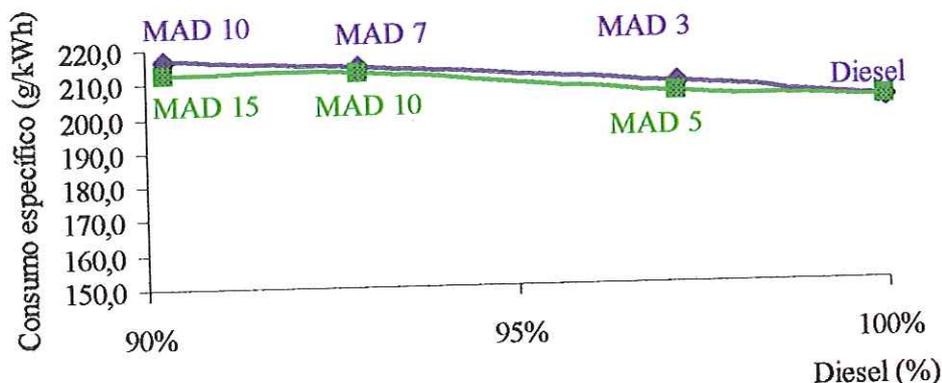


FIGURA 5.6 – Gráfico relacionando variação de consumo específico em função da substituição de diesel por álcool e do injeção de álcool até atingir a potência original

Os consumos específicos foram menores quando se injetou álcool até o retorno à potência original. Isso é explicado devido ao aumento de potência ser proporcionalmente maior que o aumento da injeção de álcool.

5.2.7- Relação de potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool, em volume

A tabela 5.17 mostra a relação de potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool em volume.

TABELA 5.17 – Relação de potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool em volume

Mistura	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)
90%	30,0	215,9
93%	30,7	213,4
97%	31,2	207,7
100%	32,3	202,5

A figura 5.7 mostra o gráfico da potência e do consumo específico na substituição de diesel por álcool em volume.

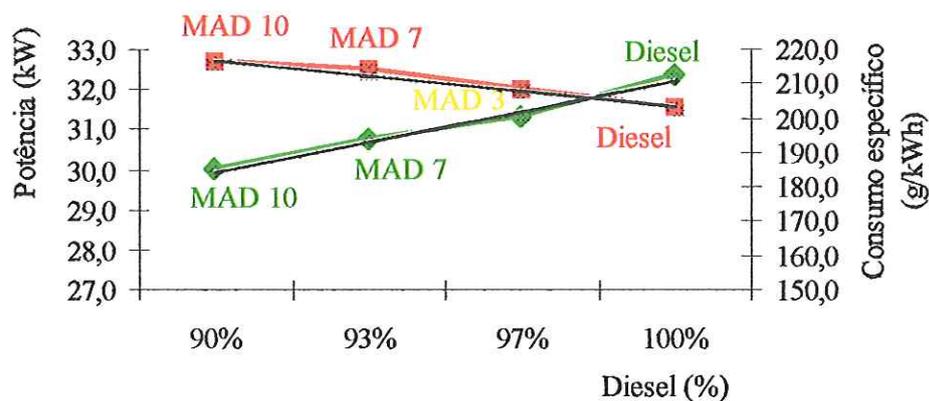


FIGURA 5.7 – Gráfico relacionando potência e consumo específico na substituição de diesel por álcool em volume

O gráfico mostra que a queda de potência é diretamente proporcional ao aumento da substituição de diesel por álcool. As linhas de tendência são opostas: enquanto a da potência diminui, a do consumo específico cresce.

Isso é explicado pelo menor poder calorífico do álcool, pois a substituição está sendo feita em volume.

5.2.8- Relação de potência e consumo específico na injeção de álcool até atingir a potência original

A tabela 5.18 mostra a relação de potência e consumo específico na injeção de álcool até atingir a potência original.

TABELA 5.18 – Relação de potência e consumo específico na injeção de álcool até atingir a potência original

Mistura	Potência (kW)	Consumo específico (g/kWh)
MAD 15	32,2	215,9
MAD 10	32,0	213,4
MAD 5	32,2	207,7
Diesel	32,3	202,5

A figura 5.8 mostra o gráfico da potência e do consumo específico na injeção de álcool até atingir potência original.

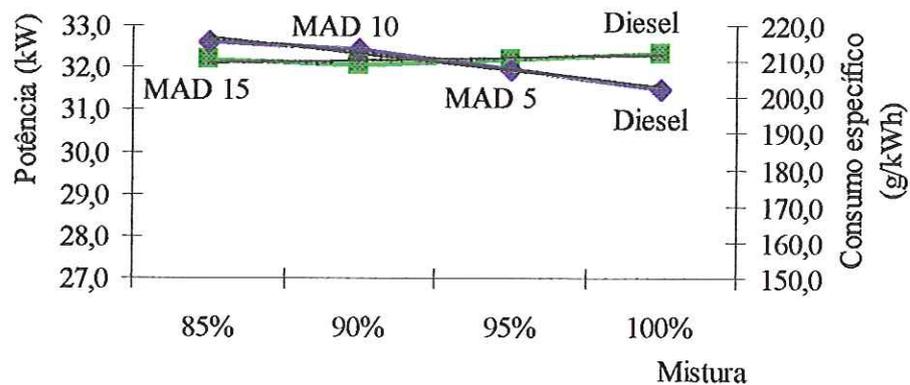


FIGURA 5.8 – Gráfico relacionando potência e consumo específico na injeção de diesel até atingir potência original

Nesse caso houve injeção de álcool até atingir a potência original. O consumo específico aumentou na razão do aumento da injeção de álcool, devido o menor poder calorífico deste combustível.

5.2.9- Relação de consumo em kcal/h na injeção de álcool até atingir a potência original

A tabela 5.19 mostra o consumo em kcal/h na injeção de álcool até atingir a potência original.

TABELA 5.19 – Relação de consumo em kcal/h na injeção de álcool até atingir a potência original

Mistura	%Diesel	Consumo (kcal/h)	Diferença (%)
MAD 15	85%	69.831	-1,32%
MAD 10	90%	70.517	-0,34%
MAD 5	95%	70.201	-0,79%
Diesel	100%	70.756	0,00%

A figura 5.9 mostra o gráfico de consumo em kcal/h na injeção de álcool até atingir potência original.

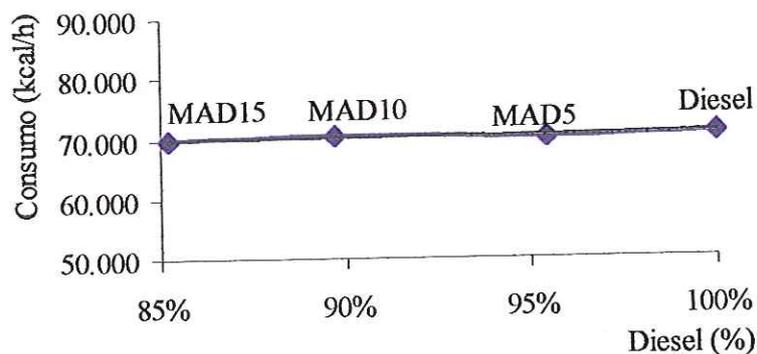


FIGURA 5.9 – Gráfico relacionando o consumo em kcal/h na injeção de diesel até atingir potência original

O gráfico da figura 5.9 mostra que para manutenção da potência original na substituição do óleo diesel, foi necessário injetar a mesma quantidade de energia em álcool, isto é, a mesma quantidade de energia retirada em diesel teve que ser adicionada em álcool. Em outras palavras, a mesma quantidade de kcal retirada em diesel teve que ser adicionada em álcool.

5.3 – Viabilidade Econômica da adição do álcool ao diesel

O estudo de viabilidade econômica foi realizado focado nos preços praticados numa usina de açúcar e álcool, que é uma potencial utilizadora da adição de álcool no óleo diesel.

Para cálculo do custo de combustível, utilizou-se os preços de R\$ 1,01490 para o óleo diesel, R\$ 0,54846 para o álcool anidro e R\$ 0,46358 para o álcool hidratado. O preço do óleo diesel adotado é o preço de compra pela empresa Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool, deduzindo-se 12% referente ao ICMS, que é recuperado na venda do açúcar e do álcool, pois é um insumo utilizado na industrialização do produto final. Os valores do álcool anidro e hidratado foram encontrados no endereço eletrônico www.unica.com.br/pages/home.asp. Essa tomada de preços foi feita no dia 15 de julho de 2003.

5.3.1 – Adição de álcool hidratado em conjunto com diesel

O cálculo do custo do combustível foi efetuado para o óleo diesel injetado em conjunto com álcool hidratado nas seguintes proporções de álcool: 0%, 3%, 7% e 10%. O consumo de combustível utilizado foi o obtido no experimento com injeção de álcool hidratado na mangueira do purificador de ar. Também foram efetuados os cálculos de custo de combustível quando se aumentou o volume de injeção de álcool, para que o motor retornasse ao torque original. O cálculo foi efetuado multiplicando-se o preço do litro de óleo diesel pelo seu consumo horário, que foi somado ao preço do litro do álcool hidratado multiplicado pelo seu consumo horário.

Os cálculos de custo horário para adição de 3% de AEHC ao diesel em volume, estão mostrados na tabela 5.20.

TABELA 5.20 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e injeção de 3% de álcool hidratado ao óleo diesel

Combustível	Carga (kgf.m)	Consumo diesel (l/s)	Consumo álcool (l/s)	Valor (R\$/h)
Diesel	15	0,00212		7,7520
MAD 3	14,7	0,00205	0,00006	7,5949
MAD 5	15	0,00205	0,00010	7,6545

Os cálculos de custo horário para adição de 7% de AEHC ao diesel em volume, estão mostrados na tabela 5.21.

TABELA 5.21 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e injeção de 7% de álcool hidratado ao óleo diesel

Combustível	Carga (kgf.m)	Consumo diesel (l/s)	Consumo álcool (l/s)	Valor (R\$/h)
Diesel	15	0,00212		7,7520
MAD 7	14,5	0,00198	0,00015	7,4981
MAD 10	15	0,00198	0,00023	7,6293

Os cálculos de custo horário para adição de 10% de AEHC ao diesel em volume, estão mostrados na tabela 5.22.

TABELA 5.22 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e injeção de 10% de álcool hidratado ao óleo diesel

Combustível	Carga (kgf.m)	Consumo diesel (l/s)	Consumo álcool (l/s)	Valor (R\$/h)
Diesel	15	0,00212		7,7520
MAD 10	14	0,00190	0,00021	7,3096
MAD 15	15	0,00190	0,00033	7,5069

Para se efetuar uma conta rápida, levando-se em consideração os resultados obtidos no experimento, é necessário calcular o valor do preço da kcal/l do álcool e do óleo diesel.

Para isso, necessita-se do valor dos combustíveis, que em 15/07/2.003, estava a R\$ 1,01490 por litro de óleo diesel e R\$ 0,46358 por litro de álcool hidratado, da densidade que é de 0,8559 g/cm³ para o óleo diesel e 0,8123 g/cm³ para o álcool hidratado e o poder calorífico, que vale 10.810 kcal/kg para o diesel e 6.650 kcal/kg para o álcool hidratado INFORMAÇÕES TÉCNICAS DE LUBRIFICANTES SHELL. (1993).

Com isso se obtém o valor calorífico por litro, que é 9.252 kcal/l para o óleo diesel e 5.402 kcal/l para o álcool hidratado.

Portanto o valor da kcal do álcool ficou em R\$ 0,00008582 e a do óleo diesel ficou em R\$ 0,00010969.

Há vantagem econômica da substituição de diesel por álcool quando o preço do álcool estiver abaixo de 59% do preço do óleo diesel.

5.3.2- Adição de álcool anidro misturado com diesel

Para cálculo de custo de combustível, composto de álcool anidro misturado ao óleo diesel, utilizou-se a MAD 3, pois cálculos estatísticos demonstrados no item 3.3.2

demonstram que não há diferença significativa de consumo e rendimento energético, quando comparado ao diesel puro.

O período base para o cálculo foi de 2.000 a 2.002 e pegou a frota de caminhões testemunha utilizados no teste da mistura álcool/diesel na Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool. Os dados de consumo e rendimento energético desses caminhões está mostrado no anexo A.

Pegou-se o consumo dos 10 caminhões no período de 3 safras, fez-se a média e simulou-se a utilização de 3% de álcool misturado ao óleo diesel.

Calculou-se a economia mensal em dinheiro, para essa mistura. No cálculo da economia acumulada, utilizou-se taxa de juros de 26% ao ano, que corresponde à taxa básica de juros na data de 15/07/2.003, dia de realização da conta.

Os resultados estão detalhadamente mostrados na tabela 5.23.

TABELA 5.23 – Comparativo de custos de combustível utilizando-se diesel puro e mistura de 3% de álcool anidro

Mês	Diesel	Valor (R\$)	97%	3%	Valor (R\$)	Mensal (R\$)	Acumulado (R\$)
	Consumido (l)		diesel (l)	álcool (l)			
Abril	24.391	24.754	23.659	743	24.418	335,32	335,32
Maio	101.848	103.366	98.793	3.101	101.965	1.400,22	1.742,06
Junho	120.924	122.726	117.297	3.682	121.064	1.662,48	3.438,42
Julho	103.914	105.462	100.796	3.164	104.033	1.428,61	4.933,89
Agosto	94.810	96.222	91.965	2.887	94.919	1.303,45	6.333,29
Setembro	80.599	81.800	78.181	2.454	80.691	1.108,08	7.564,53
Outubro	81.461	82.675	79.017	2.480	81.555	1.119,94	8.831,56
Novembro	13.414	13.613	13.012	408	13.429	184,42	9.187,72

Numa frota de 10 caminhões, economiza-se R\$ 9.187,72 por safra, adotando-se taxa de juros de 26% ao ano.

6 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 – Conclusões:

A partir dos resultados obtidos, pode-se estabelecer as seguintes conclusões:

- a) O sistema de injeção de álcool desenvolvido para o trabalho funcionou perfeitamente, injetando com acuracidade a quantidade necessária de álcool nas diversas proporções exigidas pelo experimento.
- b) Houve queda de potência em todas as faixas de substituição de diesel por álcool.
- c) Houve aumento de consumo de combustível em todas as faixas de substituição de diesel por álcool.
- d) O motor não teve queda de rendimento na substituição de diesel por álcool quando se retornou à potência original, pois para que isso ocorresse, foi necessário fornecer em kcal de álcool a mesma quantidade de kcal de diesel retirada.
- e) Para haver viabilidade econômica na utilização do álcool é necessário que o valor da kcal do álcool esteja custando o mesmo que a kcal do diesel. Em outras palavras, o preço do álcool deve custar até 59,6% do preço do óleo diesel.

6.2 – Sugestões

Como sugestões para continuação de trabalhos nessa linha de pesquisa, tem-se:

- a) Avaliação da quantidade possível de substituição de diesel por álcool.

- b) Estudo do efeito da diminuição da temperatura no ar de admissão após a injeção de álcool no coletor.
- c) Medição da emissão de poluentes em várias proporções de substituição de óleo diesel por álcool.
- d) Construção de controle eletrônico que substitua álcool por diesel automaticamente em todas as rotações e em todos os regimes de carga.

ANEXO A – Rendimento energético e consumo de combustível nos anos 2.000 a 2.002

Os testes realizados com álcool misturado ao óleo diesel nos anos de 2.000, 2.001 e 2.002 na empresa Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool, na cidade de Ariranha-SP estão expostos resumidamente na figura A1.

Ano de 2.000	Meses do Ano					
	mai	jun	jul	ago	set	out
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X

Ano de 2.001	Meses do Ano						
	mai	jun	jul	ago	set	out	nov
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X	X

Ano de 2.002	Meses do Ano						
	abr	mai	jun	jul	ago	set	out
diesel/álcool - 7%	X	X	X	X	X	X	X
Diesel Puro	X	X	X	X	X	X	X

FIGURA A1 – Períodos do teste e combustível utilizado

A primeira análise foi realizada nos dados do ano de 2.000, nos meses de maio a outubro. Os dados coletados estão expostos nas tabelas A1 a A4.

TABELA A1 – Consumo e rendimento energético da MAD7 no período de maio a outubro de 2.000

	Resumo do período - Diesel c/ 7% de álcool					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13101	1,11	47.492	52.815	34.493	855	44,9
13102	1,06	58.812	62.570	37.267	926	42,8
13103	1,12	54.098	60.676	40.801	1.021	44,8
13110	1,07	66.452	70.838	46.425	1.087	45,5
Total	1,09	226.854	246.899	158.986	3.889	44,5
15202	1,09	61.794	67.627	42.216	987	46,8
15205	1,12	65.710	73.509	43.962	1.046	47,0
15206	1,11	67.444	74.942	45.269	1.048	48,0
15207	1,14	70.062	79.543	44.064	1.195	41,9
15208	1,15	68.887	79.140	47.484	1.094	49,9
Total	1,12	333.897	374.760	222.994	5.370	46,6

TABELA A2 – Consumo e rendimento energético do diesel puro no período de maio a outubro de 2.000

	Resumo Anual - Diesel - Testemunhas					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13105	1,13	45.633	51.482	34.253	810	47,7
13106	1,08	57.930	62.780	42.921	1.032	45,1
13107	1,14	47.940	54.783	39.021	952	46,8
13108	1,14	62.635	71.406	44.331	1.039	48,6
13109	1,10	60.313	66.081	44.796	1.053	46,6
Total	1,12	274.451	306.532	205.322	4.886	46,9
15210	1,16	64.940	75.191	47.447	1.107	49,6
15211	1,09	64.208	70.089	46.476	1.051	48,3
15212	1,16	64.541	74.624	46.449	1.079	49,8
15213	1,10	63.619	69.853	47.218	1.121	46,2
15214	1,15	65.222	74.893	47.462	1.061	51,4
Total	1,13	322.530	364.649	235.052	5.419	49,0

Foram realizados cálculos estatísticos para rendimento energético e os resultados estão descritos na tabela A3:

TABELA A3 – Resultados estatísticos de rendimento energético no período de abril a outubro de 2.000

RENDIMENTO ENERGÉTICO					
(txkm/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro			
13101	44,9	13105	47,7		
13102	42,8	13106	45,1		
13103	44,8	13107	46,8		
13110	45,5	13108	48,6		
13112	44,5	13109	46,6		
Total	222,5	Total	234,9	457,4	
15202	46,8	15210	49,6		
15205	47,0	15211	48,3		
15206	48,0	15212	49,8		
15207	41,9	15213	46,2		
15208	49,9	15214	51,4		
Total	233,6	Total	245,3	478,8	
	456,1		480,2	936,2	
Soma =	936,24				
somaquad =	43.940,75				
C =	43.827,71				
SQTOTAL =	113,04				
SQCAMIN. =	22,96				
SQTRATS. =	28,96				
SQINTERAÇÃO =	0,02				
SQRESÍDUO =	61,10				
ANÁLISE DA VARIÂNCIA 1					
F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	22,96	22,96	5,6365	0,0314
Mistura	1	28,96	28,96	7,1099	0,0176
Interação	1	0,02	0,02	0,0044	0,9481
Resíduo	15	61,10	4,07		
Total	19	113,04			
MÉDIA =	46,81				
C.V.(%) =	4,31%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	45,61	b			
Diesel Puro	48,02	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	1,91				

A análise estatística demonstra que houve diferença significativa de rendimento energético entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

Realizou-se os mesmos cálculos para consumo de combustível. Os resultados estão descritos na tabela A4.

TABELA A4 – Resultados estatísticos de consumo de combustível no período de abril a outubro de 2.000

CONSUMO (km/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro			
13101	1,11	13105	1,13		
13102	1,06	13106	1,08		
13103	1,12	13107	1,14		
13110	1,07	13108	1,14		
13112	1,09	13109	1,10		
Total	5,45	Total	5,59	11,04	
15202	1,09	15210	1,16		
15205	1,12	15211	1,09		
15206	1,11	15212	1,16		
15207	1,14	15213	1,10		
15208	1,15	15214	1,15		
Total	5,61	Total	5,65	11,26	
	11,06		11,24	22,31	
soma =	22,31				
somaquad =	24,89				
C =	24,88				
SQTOTAL =	0,0161				
SQCAMIN. =	0,0023				
SQTRATS. =	0,0016				
SQINTERAÇÃO =	0,0004				
SQRESÍDUO =	0,0117				
ANÁLISE DA VARIÂNCIA 1					
F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	0,0023	0,0023	2,9795	0,1049
Mistura	1	0,0016	0,0016	2,0624	0,1715
Interação	1	0,0004	0,0004	0,5462	0,4713
Resíduo	15	0,0117	0,0008		
Total	19	0,0161			
MÉDIA =	1,12				
C.V.(%) =	2,50%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	1,106	a			
Diesel Puro	1,124	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	0,026				

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de consumo de combustível entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

A análise seguinte foi realizada nos dados do ano de 2.001, nos meses de maio a novembro. Os dados coletados estão expostos nas tabelas A5 a A8.

TABELA A5 – Consumo e rendimento energético da MAD7 no período de maio a novembro de 2.001

	Resumo do período - Diesel c/ 7% de álcool					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13101	1,03	68.981	71.237	53.150	1.239	44,3
13102	1,00	56.812	56.922	35.916	811	44,4
13103	0,99	74.264	73.525	55.440	1.265	43,4
13110	0,96	19.921	19.114	11.987	288	39,9
Total	1,00	219.978	220.798	156.494	3.603	43,6
15202	1,04	74.057	77.069	53.875	1.208	46,4
15205	1,04	71.377	73.891	52.713	1.216	44,9
15206	0,97	72.937	70.706	48.508	1.095	42,9
15207	1,10	82.667	90.715	57.488	1.398	45,1
15208	1,04	78.660	81.900	56.592	1.297	45,4
Total	1,04	379.698	394.280	269.176	6.214	45,0

TABELA A6 – Consumo e rendimento energético do diesel puro no período de maio a novembro de 2.001

	Resumo Anual - Diesel – Testemunhas					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13105	1,18	45.094	53.154	33.143	752	52,0
13106	1,08	60.541	65.462	48.171	1.081	48,2
13107	1,09	45.784	50.124	31.617	731	47,4
13108	1,07	53.680	57.386	39.824	936	45,5
13109	1,13	66.693	75.085	53.690	1.223	49,4
Total	1,11	271.792	301.211	206.446	4.723	48,4
15210	1,14	63.093	71.800	48.947	1.131	49,3
15211	1,09	51.639	56.248	39.406	877	48,9
15212	1,11	72.288	80.023	54.515	1.216	49,6
15213	1,16	57.449	66.773	48.409	1.120	50,2
15214	1,14	64.303	73.622	51.235	1.126	52,1
Total	1,13	308.771	348.467	242.511	5.470	50,0

Foram realizados cálculos estatísticos para rendimento energético e os resultados estão descritos na tabela A7:

TABELA A7 – Resultados estatísticos de rendimento energético no período de maio a novembro de 2.001

RENDIMENTO ENERGÉTICO (txkm/l)			
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro	
13101	44,3	13105	52,0
13102	44,4	13106	48,2
13103	43,4	13107	47,4
13110	39,9	13108	45,5
13112	43,0	13109	49,4
Total	215,0	Total	242,4
			457,4

RENDIMENTO ENERGÉTICO (txkm/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro			
15202	46,4	15210	49,3		
15205	44,9	15211	48,9		
15206	42,9	15212	49,6		
15207	45,1	15213	50,2		
15208	45,4	15214	52,1		
Total	224,8	Total	250,2	474,9	
	439,8		492,6	932,3	
soma =	932,34				
somaquad =	43.666,72				
C =	43.462,86				
SQTOTAL =	203,86				
SQCAMIN. =	15,39				
SQTRATS. =	139,20				
SQINTERAÇÃO =	0,21				
SQRESÍDUO =	49,06				
ANÁLISE DA VARIÂNCIA 1					
F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	15,39	15,39	4,7059	0,0465
Mistura	1	139,20	139,20	42,5587	0,0000
Interação	1	0,21	0,21	0,0629	0,8054
Resíduo	15	49,06	3,27		
Total	19	203,86			
MÉDIA =	46,62				
C.V.(%) =	3,88%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	43,98	b			
Diesel Puro	49,26	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	1,72				

A análise estatística demonstra que houve diferença significativa de rendimento energético entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

Realizou-se os mesmos cálculos para consumo de combustível. Os resultados estão descritos na tabela A8.

TABELA A8 – Resultados estatísticos de consumo de combustível no período de maio a novembro de 2.001

CONSUMO (km/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro			
13101	1,03	13105	1,18		
13102	1,00	13106	1,08		
13103	0,99	13107	1,09		
13110	0,96	13108	1,07		
13112	1,00	13109	1,13		
Total	4,98	Total	5,55	10,53	

CONSUMO (km/l)					
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro			
15202	1,04	15210	1,14		
15205	1,04	15211	1,09		
15206	0,97	15212	1,11		
15207	1,10	15213	1,16		
15208	1,04	15214	1,14		
Total	5,18	Total	5,64	10,83	
	10,16		11,19	21,36	
soma =	21,36				
somaquad =	22,88				
C =	22,80				
SQTOTAL =	0,0799				
SQCAMIN. =	0,0044				
SQTRATS. =	0,0527				
SQINTERAÇÃO =	0,0006				
SQRESÍDUO =	0,0222				
ANÁLISE DA VARIÂNCIA 1					
F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	0,0044	0,0044	2,9471	0,1066
Mistura	1	0,0527	0,0527	35,6300	0,0000
Interação	1	0,0006	0,0006	0,4217	0,5259
Resíduo	15	0,0222	0,0015		
Total	19	0,0799			
MÉDIA =	1,07				
C.V.(%) =	3,60%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	1,016	a			
Diesel Puro	1,119	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	0,037				

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de consumo de combustível entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

A análise seguinte foi realizada nos dados do ano de 2.002, nos meses de abril a outubro. Os dados coletados estão expostos nas tabelas A9 a A12.

TABELA A9 – Consumo e rendimento energético da MAD7 no período de abril a outubro de 2.002

	Resumo do período - Diesel c/ 7% de álcool					
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13101	1,07	67.190	72.097	41.418	1.008	44,1
13102	1,03	81.799	84.304	49.329	1.173	43,3
13103	1,03	56.593	58.427	32.009	762	43,4
13110	1,06	71.019	75.432	44.419	1.054	44,8
Total	1,05	276.602	290.260	167.175	3.997	43,9

Resumo do período - Diesel c/ 7% de álcool						
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
15202	1,15	77.749	89.312	51.755	1.212	49,1
15205	1,06	62.476	66.154	34.606	842	43,5
15206	1,07	49.472	52.952	28.446	686	44,4
15207	1,14	82.577	94.515	52.573	1.356	44,4
15208	1,12	68.177	76.544	43.784	1.059	46,4
Total	1,11	340.452	379.476	211.164	5.155	45,7

TABELA A10 – Consumo e rendimento energético do diesel puro no período de abril a outubro de 2.002

Resumo Anual - Diesel - Testemunhas						
	Consumo(Km/l)	Litros	Km	Carga Transp.	Nº Viagens	Rend. Energ.
13105	1,14	37.469	42.738	22.884	577	45,2
13106	1,07	67.942	72.983	42.464	1.057	43,2
13107	1,08	59.207	63.806	35.331	875	43,5
13108	1,10	69.793	77.060	42.287	1.057	44,2
13109	1,13	66.344	75.174	40.201	976	46,7
Total	1,10	300.755	331.761	183.167	4.542	44,5
15210	1,13	73.757	83.690	46.106	1.089	48,0
15211	1,17	76.927	90.238	48.359	1.147	49,5
15212	1,15	83.927	96.893	54.738	1.301	48,6
15213	1,13	80.446	90.753	54.072	1.291	47,2
15214	1,13	70.724	80.215	44.643	1.079	46,9
Total	1,15	385.781	441.788	247.918	5.907	48,1

Foram realizados cálculos estatísticos para rendimento energético e os resultados estão descritos na tabela A11:

TABELA A11 – Resultados estatísticos de rendimento energético no período de abril a outubro de 2.002

RENDIMENTO ENERGÉTICO (txkm/l)			
Teste diesel/álcool - 7%		Testemunhas - Diesel Puro	
13101	44,1	13105	45,2
13102	43,3	13106	43,2
13103	43,4	13107	43,5
13110	44,8	13108	44,2
13112	43,9	13109	46,7
Total	219,5	Total	222,8
15202	49,1	15210	48,0
15205	43,5	15211	49,5
15206	44,4	15212	48,6
15207	44,4	15213	47,2
15208	46,4	15214	46,9
Total	227,7	Total	240,2
	447,2		463,0
			910,2

soma =	910,20
somaquad =	41.506,47
C =	41.422,94
SQTOTAL =	83,53
SQCAMIN. =	33,27
SQTRATS. =	12,48
SQINTERAÇÃO =	4,23
SQRESÍDUO =	33,55

ANÁLISE DA VARIÂNCIA 1

F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	33,27	33,27	14,8721	0,0016
Mistura	1	12,48	12,48	5,5774	0,0321
Interação	1	4,23	4,23	1,8904	0,1893
Resíduo	15	33,55	2,24		
Total	19	83,53			
MÉDIA =	45,51				
C.V.(%) =	3,29%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	44,72				b
Diesel Puro	46,30				a
d.m.s.(Tukey 5%)	1,42				

A análise estatística demonstra que houve diferença significativa de rendimento energético entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

Realizou-se os mesmos cálculos para consumo de combustível. Os resultados estão descritos na tabela A12.

TABELA A12 – Resultados estatísticos de consumo de combustível no período de abril a outubro de 2.002

CONSUMO (km/l)			
Teste diesel/álcool - 7%	Testemunhas - Diesel Puro		
13101	1,07	13105	1,14
13102	1,03	13106	1,07
13103	1,03	13107	1,08
13110	1,06	13108	1,10
13112	1,05	13109	1,13
Total	5,25	Total	5,53
15202	1,15	15210	1,13
15205	1,06	15211	1,17
15206	1,07	15212	1,15
15207	1,14	15213	1,13
15208	1,12	15214	1,13
Total	5,55	Total	5,72
	10,79		11,25
			10,78
			11,27
			22,05

soma =	22,05
somaquad =	24,34
C =	24,30
SQTOTAL =	0,0368
SQCAMIN. =	0,0121
SQTRATS. =	0,0106
SQINTERAÇÃO =	0,0005
SQRESÍDUO =	0,0135

ANÁLISE DA VARIÂNCIA 1

F.V.	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	P
Caminhão	1	0,0121	0,0121	13,4289	0,0023
Mistura	1	0,0106	0,0106	11,7899	0,0037
Interação	1	0,0005	0,0005	0,5841	0,4566
Resíduo	15	0,0135	0,0009		
Total	19	0,0368			
MÉDIA =	1,10				
C.V.(%) =	2,72%				
MISTURA					
diesel/álcool - 7%	1,079	a			
Diesel Puro	1,125	a			
d.m.s.(Tukey 5%)	0,028				

A análise estatística demonstra que não houve diferença significativa de consumo de combustível entre o diesel puro e a mistura contendo 7% de álcool.

ANEXO B – Durabilidade de bicos injetores em motores MBB

A durabilidade de bicos injetores obtida nos motores OM 447 do Mercedes Benz 2635 utilizando a mistura álcool/diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela B1. Só estão mostrados bicos injetores que utilizaram a mistura em toda vida útil.

TABELA B1 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões MBB 2635 utilizando a mistura álcool diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bico Injetor - Mercedes 2635 - Mistura Álcool Diesel						
Frota 13101	24.081	62.123	75.234			
Frota 13102	178.696	34.436				
Frota 13103	62.441	129.246	72.905	13.719	32.441	18.830
Frota 13110	71.045	106.272	43.646	65.850		
Frota 13112						
Média	66.064					
Desvio Padrão	44.598					
Erro	67,5%					

A durabilidade de bicos injetores obtida nos motores OM 447 do Mercedes Benz 2635 utilizando somente diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela B2. Só estão mostrados bicos injetores que utilizaram diesel puro em toda vida útil.

TABELA B2 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões MBB 2635 utilizando diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bico Injetor - Mercedes 2635 - Diesel						
Frota 13105	8.102	35.951	29.983	31.130		
Frota 13106	82.220	88.038	51.600	91.635	32.919	
Frota 13107	105.835	45.348	84.445	44.932		
Frota 13108	56.340	43.503	38.035	54.901	77.676	2.904
Frota 13109	58.883	93.965	46.777			
Média	54.778					
Desvio Padrão	27.883					
Erro	50,9%					



ANEXO C – Durabilidade de bombas injetoras em motores MBB

A durabilidade de bombas injetoras obtida nos motores OM 447 do Mercedes Benz 2635 utilizando a mistura álcool/diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela C1. Só estão mostradas bombas injetoras que utilizaram a mistura em toda vida útil.

TABELA C1 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões MBB 2635 utilizando a mistura álcool diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bomba Injetora - Mercedes 2635 - Mistura Álcool Diesel			
Frota 13101	36.944	51.399	48.760
Frota 13102	79.497	102.516	
Frota 13103	84.042	78.513	63.394
Frota 13110	221.808		
Frota 13112			
Média	85.208		
Desvio Padrão	55.130		
Erro	64,7%		

A durabilidade de bombas injetoras obtida nos motores OM 447 do Mercedes Benz 2635 utilizando somente diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela C2. Só estão mostradas bombas injetoras que utilizaram diesel puro em toda vida útil.

TABELA C2 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões MBB 2635 utilizando diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bomba Injetora - Mercedes 2635 - Diesel		
Frota 13105	120.426	
Frota 13106	82.713	111.746
Frota 13107	137.312	
Frota 13108	116.773	143.957
Frota 13109	99.285	
Média	116.030	
Desvio Padrão	21.061	
Erro	18,2%	

ANEXO D – Durabilidade de bicos injetores em motores Scania

A durabilidade de bicos injetores obtida nos motores DS 11 do Scania R113E utilizando a mistura álcool/diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela D1. Só estão mostrados bicos injetores que utilizaram a mistura em toda vida útil.

TABELA D1 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões Scania R113E utilizando a mistura álcool diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bico Injetor - Scania R113E - Mistura Álcool Diesel						
Frota 15202	48.601	10.309	69.869	32.345	85.875	59.932
Frota 15205	183.171	38.231				
Frota 15206	83.522	43.448	108.187	43.203		
Frota 15207	46.331	90.631	182.167	22.145		
Frota 15208	161.940	24.389	143.884			
Média	77.799					
Desvio Padrão	54.450					
Erro	70,0%					

A durabilidade de bicos injetores obtida nos motores DS 11 do Scania R113E utilizando somente diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela D2. Só estão mostrados bicos injetores que utilizaram diesel puro em toda vida útil.

TABELA D2 – Durabilidade de bicos injetores em caminhões Scania R113E utilizando diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bico Injetor - Scania R113E - Diesel			
Frota 15210	125.029	70.219	
Frota 15211	97.318	35.195	61.497 143.198
Frota 15212	191.026	150.527	
Frota 15213	149.061	5.643	
Frota 15214	149.743	65.101	69.962
Média	101.040		
Desvio Padrão	54.619		
Erro	54,1%		

ANEXO E – Durabilidade de bombas injetoras em motores Scania

A durabilidade de bombas injetoras obtida nos motores DS11 do Scania R113E utilizando a mistura álcool/diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela E1. Só estão mostradas bombas injetoras que utilizaram a mistura em toda vida útil.

TABELA E1 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões Scania R113E utilizando a mistura álcool diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bomba Injetora - Scania R113E - Mistura Álcool Diesel			
Frota 15202	40.143		
Frota 15205			
Frota 15206	83.151		
Frota 15207	101.846	100.738	77.548
Frota 15208	90.312		
Média	82.290		
Desvio Padrão	22.745		
Erro	27,6%		

A durabilidade de bombas injetoras obtida nos motores DS11 do Scania R113E utilizando somente diesel no período de 1998 a 2002 é descrita na tabela E2. Só estão mostradas bombas injetoras que utilizaram diesel puro em toda vida útil.

TABELA E2 – Durabilidade de bombas injetoras em caminhões Scania R113E utilizando diesel- 1998 a 2002

Durabilidades de Bomba Injetora - Scania R113E – Diesel				
Frota 15210	308.852			
Frota 15211	97.530	48.736	61.820	
Frota 15212	275.346	87.941	45.914	97.014 133.925
Frota 15213	119.237			
Frota 15214	208.575	140.196	241.938	
Média	143.617			
Desvio Padrão	87.501			
Erro	60,9%			

BIBLIOGRAFIA CITADA

- AHLIN, K.(2000). *Modelling of pressure waves in the Common Rail Diesel Injection System*. http://www.fs.isy.liu.se/Publications/MSc/00_EX_3081_KA.pdf (08/12/2002)
- BOSCH. (2001). *Linha de Injeção e Ignição Eletrônica 2001/2002*. Catálogo 6 008 FP1 438
- CENTRO DE PESQUISAS DE SÃO CARLOS (1998). *Ensaio para caracterização da mistura combustível, 97% Óleo Diesel +3% Álcool Anidro, em volume*. Certificado de ensaio n° 031/98
- CHANG, Y. Z. D. et al. (1996). *Fuel properties and emissions of soybean oil esters as diesel fuel*. Journal of the American Oil Chemists Society. v. 73, n. 11, p. 1549-1555.
- CELERE, S.W. (1981). *Desempenho de Motor de Ignição por Centelha com Álcool Pré-Evaporado*. 152p. Tese (Doutorado) - EESC, USP.
- DIESEL Ecológico (2002). <http://www.inventabrasil.hpg.ig.com.br/yquimic.htm>. (26/01/2003).
- EMULSÕES – Teoria Básica (2003). <http://pcserver.iqm.unicamp.br/~wloh/exp2/exp2.htm#teoriabasica>. (22/01/2003).
- ETHANOL-Powered Buses Reduce Vehicle Emissions in Stockholm (1997). http://www.cai-infopool.org/downloads/ethanol-bus_sweden_caddet.pdf. (13/04/2003)
- INFORMAÇÕES TÉCNICAS DE LUBRIFICANTES SHELL. (1993). p.174-175.
- INSTRUÇÕES COMPLEMENTARES PARA MOTORES A ÁLCOOL ADITIVADO. (1983). *Como é seu Mercedes-Benz a Álcool Aditivado OM-352 O*. Código: A3455848996.
- INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS (1999). *Ensaio de desempenho e emissões de motor MWM 4.10 TCA operando com mistura de 3% de etanol anidro em óleo diesel*. Relatório n° 42.483.

KIDOGUCHI, Y. et al. (2000). *Effects of fuel cetane number and aromatics on combustion process and emissions of a direct injection diesel*. JSAE-Review, Univ. of Tokushima, Tokushima - Japan, v. 21, n. 4, p.469-475.

LEÃO, R. M. (2002). *Álcool, energia verde*. São Paulo, Iqual Editora.

MANUAL DE OFICINA MERCEDES-BENZ. (1987). *Motores OM-314 e OM-352*.

MWM (1986). *Manual de Oficina*. MWM Motores Diesel Ltda

OBERT, EDWARD F. (1971). *Motores de Combustão Interna*. Porto Alegre, Ed. Globo.

PENIDO FILHO, P. (1991). *Os motores à combustão interna - Volumes 1 e 2*. Belo Horizonte, Lemi.

RAHDE, S.B. (2003). *Motores de Combustão Interna*. <http://www.em.pucrs.br/~sergio/PDF/Motores09.pdf>. (29/03/2003).

SCANIA SERVICE 3. (1994). *Sistema de combustível, descrição de funcionamento*. Catálogo 89 10 05 PO. Manual de Serviço.

STOKER, H.S., SEAGER, S.L. and CAPENER, R.L. (1975). *Energy: from source to use*. Illinois: Scott, Foreman and Company.

SUMÁRIO EXECUTIVO DA MISTURA DE 3% DE ÁLCOOL AO DIESEL (MAD3). (2000). Ministério da Ciência e Tecnologia. Conselho Interministerial do Açúcar e do Álcool GT 11- Viabilidade Técnica da Mistura Álcool & Diesel.

THE VOICE of the Ethanol Industry. <http://www.ethanolrfa.org/NEC02-McCormick.pdf>. (13/03/2003).

TRATORES VALMET ÁLCOOL. (1983). *Adendo do Manual do Operador Valmet 88/118/118-4 Álcool*. Código 259110.

TSCHÖKE, HELMUT et al. (2000). *Anais do 1o Simpósio sobre Tecnologia de automotivos Brasil – Alemanha*. /Promovido pela VDI-Associação Técnica Brasil - Alemanha, Óleos Vegetais para Motores Diesel Estrutura e Geometria das Partículas de Fuligem de Combustíveis Diesel, p. 97-112, 2000/

ÚNICA (2003). Preços do mercado de açúcar e álcool- Cotações diárias. <http://www.>

[Única.com.br/pages/home.asp](http://www.Única.com.br/pages/home.asp) (15/07/2003)

VALMET (1981). *Manual do Operador do Valmet 88, 68 e 68 Cafeeiro*. Edição 01/81, código 240570.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AEP-102: Formador do combustível ecológico. <http://www.tut.com.br/1.htm>. (27/11/2002).

ALCOHOL for Motor Fuels. <http://www.ext.colostate.edu/pubs/farmmgmt/05010.html>. (19/04/2003).

ALCOHOL in diesel engines- Have technology, will travel. <http://www.blonnet.com/businessline/2001/07/11/stories/041167mu.htm>. (19/04/2003).

ALCOHOLS in diesel engines. <http://www.saeindia.org/Home/alcoholindieselengines.html>. (19/04/2003).

BEM, A.J.D.; KOIKE, G.H.A.; LEAL, M.R.L.V.; SZWARC, A. (2001). *Diesel/ethanol blend fleet test in Brazilian ethanol/sugar mills*. /Apresentado no XIV International Symposium on Alcohol Fuels, Tailândia, 2001/

COMPOSIÇÃO dos gases de descarga e poluição. http://www.demec.ufmg.br/port/d_online/diario/ema003/liquidos/diesel/polu.htm. (15/11/2002).

DAIMLER CHRYSLER. (1999). *Necar 4 - The Alternative - Daimler Chrysler, Corporate Communications*. Stuttgart (Germany), Auburn Hills (MI/USA)

DELPHI Diesel Common Rail (DCR) System Diesel Systems. <http://delphi.com/pdf/eandepdfs/DCR.pdf>. (15/11/2002).

ETHANOL Use in Automotive Engines. <http://www.klprocess.com/autoeng.htm>. (19/04/2003).

FEITOSA, M.V. (1998). *Estudo da partida a frio em motores movidos a etanol*. São Carlos. Dissertação (Mestrado). EESC-USP.

HILDEBRAND JR, L. (1998). *Análise de Desempenho de um Motor do Ciclo Otto com Injeção Direta de Álcool Etilico Hidratado Pré-Aquecido*. São Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP.

HOW To Adapt Your Automobile Engine For Ethyl Alcohol Use. http://running_on_alcohol.tripod.com/ethanolfuel/id32.html. (19/04/2003).

IMPROVED technology leads to cleaner, quieter diesel engine. http://www.gm.com/company/gmability/environment/road_to_future/adv_tech_vehicles/today_vehicles/clean_diesel_073002.html. (19/04/2003).

KOUTENEV V.F., ZVONOW V.A., KOZLOV A.V. (1999). *Comparative Assessment of Methanol Usage Methods in Diesel Engines*. /Apresentado no XIII International Symposium on Alcohol Fuels, Estocolmo, Suécia, 1999/

LEAL, E.M. (2000). *Análise técnico-econômica de sistemas de cogeração utilizando células de combustível: Estudos de casos*. 199p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

OBERT, F. E. (1968). *Internal Combustion Engines*. 33 ed., Pennsylvania, International Textbook.

PASSARINI, L.C. (1993). *Projeto e análise de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível: Uma Nova Proposta*. São Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP.

PENIDO FILHO, P. (1981). *Álcool combustível - Obtenção e aplicações nos motores*. São Paulo, Ed. Nobel.

PEREIRA, A.S. (2002). *O Brasil e o protocolo de Quioto*. <http://www.comciencia.br/reportagens/clima/clima12.htm>. (12/01/2003)

RABELO, I.D. (2001). *Estudo de desempenho de combustíveis convencionais associados a biodiesel obtidos pela transesterificação de óleo usado em fritura*. 99p. Dissertação (Mestrado) - Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná.

RAHDE, S.B. (2003). *Motores de Combustão Interna*. <http://www.em.pucrs.br/~sergio/PDF/Motores08.PDF>. (29/03/2003).

SILVA, F.M. (1995). *Sistema de alimentação de motores com duplo combustível- Metano e diesel*. Carlos. Tese de Doutorado. EESC-USP.

TAYLOR, C. F. (1976). *Análise dos Motores de Combustão Interna Vol I e II*. São Paulo. Ed. EdgardBlücher.

TECNOLOGIA. http://www.toyota.pt/r/r01_07_03.html. (10/11/2002).

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. Escola de Engenharia de São Carlos. Serviço de Biblioteca (1996). *Diretrizes para elaboração de dissertações e teses na EESC-USP*. 2.ed. São Carlos.

VOLKSWAGEN 1 litro. http://www.abiauto.com.br/noticias/2002/abr/noticias020422_12.htm. (18/01/2003).

APÊNDICE 1 – Medição de opacidade

Foram realizados na usina Virgolino de Oliveira S/A Açúcar e Álcool (Usina Catanduva), ensaios para medição de opacidade do gás de escapamento, de caminhões com misturas de 3% e 7% de álcool anidro ao diesel, segundo a norma NBR 13037/1993 (gás de escapamento emitido por motor Diesel em aceleração livre - Determinação da Opacidade). Este método, adotado pelos fabricantes de veículos é realizado com o veículo parado e sem carga.

As figuras F1 e F2 ilustram como a medida de opacidade foi realizada.

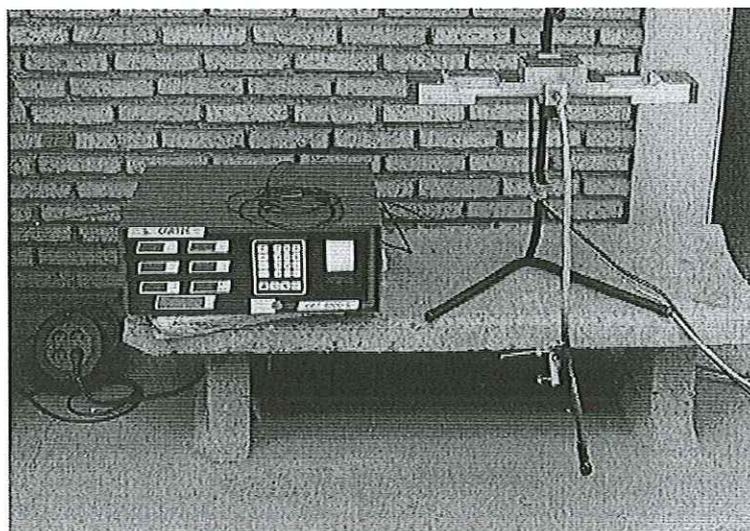


FIGURA F1 – Foto frontal do opacímetro



FIGURAF 2 – Foto do opacímetro colocado em operação na tubulação de escape

O ensaio consiste de uma série de 10 medidas. As 3 primeiras medições são desprezadas e o valor médio de opacidade é tomado a partir da média aritmética das 7 últimas medidas, de forma a desconsiderar a fumaça acumulada no coletor de escapamento. Dentro da série de 7 medidas, são consideradas 4 consecutivas cuja diferença seja inferior a $0,25 \text{ m}^{-1}$. Foram feitas 2 séries de medidas para cada caminhão: a primeira utilizando-se mistura álcool/diesel e a segunda utilizando diesel puro.

A tabela F1 mostra os resultados da medição de opacidade em caminhões das marcas Mercedes Benz e Scania, utilizados no transporte de cana de açúcar. Esses caminhões utilizaram diesel puro, MAD 3 e MAD 7.

TABELA F1 – Medição de opacidade em caminhões pesados

nºfrota	características dos veículos			medidas de opacidade			
	modelo	vida veículo km	vida motor km	vida bomba km	diesel m^{-1}	mistura m^{-1}	redução %
veículos com 3% de álcool no diesel							
13104	(1)	297997	20839	20839	1,14	0,61	46,49%
13111	(1)	359323	80204	80204	0,68	0,49	27,94%
13114	(1)	352561	14425	14425	2,4	1,19	50,42%
15201	(2)	423646	34283	119006	1,97	1,47	25,38%
15203	(2)	427969	427969	10810	3,25	2,83	12,92%
32,63%							
veículos com 7% de álcool no diesel							
13102	(1)	298818	98796	180266	0,59	0,32	45,76%
13110	(1)	340613	40044	40044	1,19	0,60	49,58%
15202	(2)	391034	201291	30748	2,25	1,20	46,67%
15207	(2)	424059	424059	27267	2,83	1,60	43,46%
46,37%							

(1) caminhões Mercedes Benz LS2635 com motores OM447LA

(2) caminhões Scania R113E com motores DSC 11 33

Analisando-se os resultados, percebe-se significativa redução de opacidade nos veículos que utilizaram 7% de álcool misturado ao óleo diesel.

Os resultados obtidos nos veículos que utilizaram 3% de álcool misturados ao diesel indicaram redução na opacidade, porém a amplitude nos resultados não foi satisfatória.

Na mistura de 3%, existe experimento do IPT, através do relatório 42.483 de dezembro de 1.999, realizou medidas de opacidade em um motor MWM, modelo 4.10 TCA. Relata que se verifica uma redução significativa da opacidade com o uso da mistura relativamente ao óleo diesel ($21\pm 4\%$), mesmo quando o débito da bomba injetora foi reduzido para reproduzir a mesma carga de plena potência obtida com a mistura ($17\pm 6\%$). Os intervalos apresentados para as diferenças percentuais médias foram estimados para uma confiança de 95%. Para essa medição, foi utilizado um opacímetro da marca AVL, modelo 472- Smart Sampler PC. Foi utilizado o método gravimétrico com amostragem em túnel de diluição parcial.