



PROJETO DE GRADUAÇÃO

CARACTERIZAÇÃO BÁSICA DE SPRAY DE MISTURA TERNÁRIA DIESEL-ETANOL-ÓLEO VEGETAL

Por,
Andrew Cantanhêde Cardoso

Brasília, 1º de julho de 2016.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia
Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CARACTERIZAÇÃO DE SPRAY DE MISTURA
TERNÁRIA DIESEL-ETANOL-ÓLEO VEGETAL**

Por,

Andrew Cantanhêde Cardoso

Relatório submetido como requisito parcial para
obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Carlos Alberto Gurgel Veras, ENM/UnB
(Orientador)

Prof. Alessandro Borges de Sousa Oliveira,
FGA/UnB (Co-orientador)

Prof. Mario Benjamim Baptista de Siqueira

Brasília, 1º de julho de 2016

Dedicatória

*Dedico esse trabalho aos meus pais
Reynaldo e Mira por serem os meus
verdadeiros educadores.*

*Andrew Cantanhêde
Cardoso*

Agradecimentos

Agradeço a Deus por ter me ajudado a percorrer essa longa estrada e por possibilitar que mais uma etapa da minha vida estudantil se finde de forma sublime.

Aos meus avós Ubaldo (in memoriam) e Rosália que aconselharam sempre a seguir em frente e batalhar pelos sonhos mais impossíveis.

Aos meus pais e educadores diários Reynaldo e Mira que sempre me apoiaram e denotaram sabedoria e amor na condução da minha vida.

Aos bons colegas de faculdade os quais compartilharam momentos inesquecíveis além de labutarem lado a lado ao longo da minha jornada acadêmica.

Àqueles que me ajudaram nessa jornada, em especial ao professor Marcelo Bento e aos seus auxiliares do laboratório de química do campus FGA Yuri e Vanderlan, ao técnico Lázaro pelo seu incansável apoio nos ensaios de spray, ao sr Eurípedes pela formidável ajuda nos ensaios de motor, ao técnico Filipe e ao amigo e engenheiro Wagnei.

Aos meus orientadores do projeto de graduação, professores Carlos Gurgel e Alessandro Borges que, apesar de todos os contratemplos sempre mostraram propensos a atender com alto espírito de profissionalismo afim de possibilitar a conclusão deste projeto.

Andrew Cantanhêde Cardoso

RESUMO

A caracterização de sprays combustíveis é um assunto de extrema relevância para a análise e otimização de motores de combustão interna. Motores operando em ciclo diesel são comuns na realidade agrícola brasileira e são provedores de força à máquinas que operam nesse meio. Esses motores também são de extrema importância no transporte urbano e de mercadorias. Em virtude dos crescentes reajustes no preço do óleo diesel combustível, deseja-se investigar misturas combustíveis alternativas para injeção e ignição em motores a diesel. A análise preliminar se dará a partir de estudos sobre misturas combustíveis e emprego de correlações teóricas para caracterização de spray. A avaliação das propriedades do spray se dará com o emprego de técnicas óticas e testes em bancada dinamométrica utilizando mistura de combustível ternária. As características-alvo como densidade, viscosidade e índice de cetano bem como os aspectos qualitativos e quantitativos no que tange à penetração e à caracterização de sprays para bicos mecânicos serão investigados sob a forma de um estudo de caso, visando trazer resultados práticos e dados de desempenho, confiabilidade e consumo.

Palavras-chave: Penetração de spray, Diesel, número de cetano, SMD, etanol, óleos vegetais, mistura combustível ternária.

ABSTRACT

Fuel spray characterization is an extremely relevant theme to further analysis and optimization of internal combustion engines. Compression-Ignition engines are part of Brazilian agricultural scenario as power-suppliers for several machines in this field. Those engines also play an important role on urban and goods transportation. Given the increase of Diesel fuel price, this work intends to investigate alternative fuel blends suitable for injection and ignition in Diesel-powered engines. The first approach is based in technical papers about fuel blends and mathematical correlations for spray characterization. The evaluation of fuel spray properties is done with photographic techniques and engine dyno testing running on ternary fuel blends. Target properties such as density, viscosity, cetane rating and other substantial information and their influence in spray characterization of injector nozzles will be researched as a case study aiming to bring practical findings in performance, reliability and fuel consumption data.

Tags: Spray penetration, Diesel, cetane rating, SMD, ethanol, vegetable oils, ternary fuel blends.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 O ESTADO DA ARTE	1
1.2 OBJETIVOS	7
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1 DIFERENCIAÇÃO ENTRE OS CICLOS OTTO E DIESEL	8
2.2 TIPOS DE INJEÇÃO DIESEL	14
2.3 FASES DA COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL.....	17
2.4 TIPOS DE ATOMIZADORES DE COMBUSTÍVEIS	18
3 CARACTERIZAÇÃO DE INJETORES DE COMBUSTÍVEL LÍQUIDO	21
3.1 NÚMERO DE WEBER	21
3.2 CORRELAÇÃO ENTRE NÚMERO DE WEBER E NÚMERO DE OHNESORGE	23
3.3 COEFICIENTE DE DESCARGA DE INJETORES	24
3.4 ÂNGULO DO SPRAY.....	25
3.5 PARÂMETROS DE INFLUÊNCIA NA PENETRAÇÃO.....	26
3.6 TAMANHO MÉDIO DAS GOTAS	29
3.7 CORRELAÇÕES ENTRE SMD E DEMAIS ÍNDICES	30
3.8 MODELOS MATEMÁTICOS DISPONÍVEIS	31
3.9 DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES DE INJEÇÃO E INJETORES	34
4 ESTUDO DE CASO	35
4.1 SITUAÇÃO HIPOTÉTICA CRIADA	35
4.2 FLUXOGRAMA DO PROJETO	35
4.3 INVESTIGAÇÃO DAS SOLUÇÕES PARA O ESTUDO DE CASO	36
4.3.1 MATRIZ DE DECISÃO DE PROJETO	39
4.3.2 SOLUÇÕES ATUAIS.....	41
4.4 ANÁLISE DE ÓLEOS IN NATURA.....	43
4.5 PODER CALORÍFICO EM MISTURAS COMBUSTÍVEIS	46
4.6 MISTURAS PARA ENSAIO.....	46
5 METODOLOGIA E APARATO EXPERIMENTAL	51
5.1 ENSAIOS LABORATORIAIS PARA AS MISTURAS COMBUSTÍVEIS.....	51
5.1.1 ENSAIOS LABORATORIAIS PRELIMINARES	52
5.1.2 MASSA ESPECÍFICA DAS MISTURAS DE INTERESSE.....	56
5.1.3 VISCOSIDADE DAS MISTURAS DE INTERESSE	57
5.1.4 TENSÃO SUPERFICIAL DAS MISTURAS DE INTERESSE	60
5.1.5 ENSAIO PARA DETERMINAÇÃO DO ÍNDICE DE IODO	60
5.2 BANCADA DE TESTE DE INJETORES.....	62
5.3 FOTOGRAFIA E TÉCNICAS DE MEDIÇÃO	66
5.4 INSPEÇÃO GERAL DO MOTOR DE BANCADA	66
5.5 ENSAIOS NA BANCADA DINAMOMÉTRICA	71
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES	73
6.1 PROPRIEDADES DAS MISTURAS	73
6.2 MEDIÇÕES E CARACTERIZAÇÃO DO SPRAY.....	74
6.4 FATOR DE ATOMIZAÇÃO K	81
6.5 PODER CALORÍFICO.....	83
6.6 ÍNDICE DE IODO E CORRELAÇÃO COM O NÚMERO DE CETANO	86
6.7 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS: POTÊNCIA, TORQUE E CONSUMO.....	88
6.7.1 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS: RENDIMENTO TÉRMICO	95
6.8 COMPARAÇÃO COM SOFTWARE DIESEL RK	97
7 CONCLUSÕES	102
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
9 ANEXOS	109

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Bomba de injeção mecânica em corte ^[58]	1
Figura 2 - Audi R10 TDI, 24h de Le Mans 2007 ^[39]	3
Figura 3 - Motor Scania de alta eficiência, última palavra em tecnologia Diesel-etanol ^[2]	4
Figura 4 - Caminhão Scania P270, equipado com o motor da figura 3 ^[1]	4
Figura 5 - Gráfico composto pelo ganho de pressão interno à câmara, calor liberado e abertura do injetor durante o tempo de injeção e posteriormente no tempo de combustão ^[2]	5
Figura 6 - Gráfico análogo ao da figura 6, com curvas diferentes devido ao aditivo melhorador de ignição ^[2]	6
Figura 7 - Evolução da taxa de compressão com o passar dos anos ^[42]	8
Figura 8 - Imagem de uma animação correspondente à admissão do ciclo Otto ^[8]	9
Figura 9 - Imagem de uma animação correspondente à compressão do ciclo Otto ^[8]	9
Figura 10 - Imagem de uma animação correspondente à ignição do ciclo Otto ^[8]	10
Figura 11 - Imagem de uma animação correspondente ao escape do ciclo Otto ^[8]	10
Figura 12 - diagrama P-V do ciclo Otto ideal ^[23]	11
Figura 13 - Gráfico de eficiência x razão de compressão, para diferentes valores de k ^[23]	12
Figura 14 - Diagrama P-V do ciclo Diesel ideal ^[23]	13
Figura 15 - Injeção indireta, bico injetor em verde, vela de aquecimento em magenta, pré-câmara em branco ^[12]	15
Figura 16 - Injeção direta, bico injetor em verde, vela de aquecimento em magenta ^[12]	15
Figura 17 - Injeção sem turbilhonamento de ar ^[22]	16
Figura 18 - Injeção com turbilhonamento de ar, pistão de cabeça toroidal ^[22]	16
Figura 19 - Injeção MAN ^[22]	16
Figura 20 - Fases da combustão em motores Diesel ^[12]	17
Figura 21 - Curvas de pressão na câmara e injeção, destaque para o atraso de ignição ^[23]	17
Figura 22 - Bico injetor do tipo Common-Rail ^[53]	18
Figura 23 - Conjunto porta injetor com destaque para o bico nº5 ^[22]	19
Figura 24 - Bico injetor de pino ^[22]	19
Figura 25 - Injetor de orifício ^[22]	20
Figura 26 - Processo de aspersão atomização do jato de combustível. Adaptado ^[13]	22
Figura 27 - Spray de injeção ocorrendo dentro da câmara de combustão ^[15]	26
Figura 28 - Variáveis do processo de atomização ^[16]	26
Figura 29 - Parâmetros de caracterização do spray, adaptado ^[44]	28
Figura 30 - Distribuição dos tamanhos de gota e o percentual volumétrico, distribuição aproximada de Rosin-Rammler ^[14]	29
Figura 31 - Fluxograma de projeto	35
Figura 32 - Destaque para o propulsor e o óleo refinado de arroz comercial ^[45]	36
Figura 33 - Abastecimento do veículo com óleo de milho comercial ^[45]	36
Figura 34 - Veículo utilizado nos testes de consumo e desempenho, Audi 100 ^[45]	37
Figura 35 - sistema de injeção piloto Valmet, duplo circuito, injeção de duplo combustível ^[38]	40
Figura 36 - Consumo x carga de cada combustível ^[38]	40
Figura 37 - Ônibus equipado com o motor Scania diesel-etanol ^[46]	41
Figura 38 - Porcentagem de substituição x Carga ^[10]	42

Figura 39 - Sistema Dual-Fuel Cummins, injeção de gás natural no coletor de admissão e injeção direta de óleo diesel ^[10]	43
Figura 40 - Regiões produtoras e oleaginosas típicas por região ^[47]	44
Figura 41 - Pistão erodido ^[48]	45
Figura 42 - Estrutura molecular do Diesel, C14H30 ^[19]	47
Figura 43 - Formação de triglicerídeo ^[20]	47
Figura 44 - Longas cadeias de carbono, forte caráter apolar ^[20]	47
Figura 45 - Ilustração com destaque ao caráter polar do etanol ^[21]	48
Figura 46 - Depósitos na válvula a direita	48
Figura 47 - Temperatura de fluidez de alguns estados brasileiros, mês a mês ^[23]	52
Figura 48 - Separação de fase para o óleo de pequi	53
Figura 49 - Separação de fase, óleo de milho comercial.....	55
Figura 50 - exemplo de medição da massa específica.....	57
Figura 51 - Ensaio de viscosidade e marcas de referência na bureta.....	58
Figura 52 - Desenho esquemático da montagem experimental	63
Figura 53 - 6 orifícios no bico Mercedes-Benz utilizado tendem a ter o seguinte perfil na câmara. Apenas 1 jato foi utilizado para a caracterização.....	64
Figura 54 - Jato 1 aproveitado para a caracterização	64
Figura 55 - Vista esquemática superior da bancada montada por SILVA ^[61] . Item numero 9 é a lâmpada estroboscópica.....	65
Figura 56 - Bico para teste.....	65
Figura 57 - Ilustração do Funcionamento do boroscópio ^[52]	67
Figura 58 - Desmontagem do bico injetor do 1° cilindro	67
Figura 59 - Zonas observadas no boroscópio	68
Figura 60 - Cabeçote do motor Perkins Q20B4.236, sem cavas	68
Figura 61 - Pistão novo do motor Q20B4.236, destaque para a câmara de combustão	68
Figura 62 - Outro enfoque para o mesmo cilindro.	69
Figura 63 - Detalhe para a câmara.....	69
Figura 64 - Bico injetor.....	70
Figura 65 - Orifício do injetor em destaque para o injetor da figura 64	70
Figura 66 - Aparelho Yato YT-7292.....	71
Figura 67 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 350 bar para a Mistura 1, ângulo inferior a 5°.	74
Figura 68 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 800 bar para a Mistura 1, zona de quebra em destaque. Ângulo do spray aproximadamente 13°.....	74
Figura 69 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 1400 bar para a Mistura 1, zona de quebra secundária, destaque para o ângulo ligeiramente menor que a situação de 800 bar, 12°	75
Figura 70 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 350 bar para a Mistura 2. Ângulo do spray por volta de 8°.	75
Figura 71 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 800 bar para a Mistura 2. Ângulo do spray por volta de 11°	76
Figura 72 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 1400 bar para a Mistura 2 . Ângulo do cone por volta de 15°.....	76
Figura 73 - Destaque para o diâmetro d_o de bicos injetores comerciais ^[60]	77
Figura 74 - Equação para cálculo de potência na caixa preta, controlador do dinamômetro na caixa branca	88
Figura 75 - Características do ciclo a ser analisado.....	97
Figura 76 - Geometria do motor e sistema de arrefecimento.....	98

Figura 77 - Dados de geometria inseridos para o motor Perkins Q20B4.236.....	98
Figura 78- Pressão atmosférica em Brasília-DF e utilização	99
Figura 79 - Razão de pressões aproximada para o modelo de turbina empregado no motor, sem interresfriamento, 2 válvulas por cilindro e pressão menor que 500 bar, visto que a pressão é de 200 bar.....	99
Figura 80 - modelagem do bico presente no motor Perkins, 4 orifícios e orientação dos sprays.....	100
Figura 81 - Dinâmica do spray é ilustrada em forma de vídeo. Além disso, o programa fornece dados para taxa de calor liberada além do comprimento do spray	100
Figura 82 - Máxima penetração para as condições inseridas, 62 mm no instante 377° do virabrequim. Condições estipuladas: diâmetro do orifício $d = 0,120 \mu\text{m}$, rotação de 1500 rpm, pressão de injeção de inferior a 500 bar.	101
Figura 83 - Aparato para verificação de miscibilidade entre óleo Diesel S500, álcool anidro 99,5% e óleos vegetais. Ao fundo, buretas utilizadas no ensaio de viscosidade, em 22/04/2016.	109
Figura 84 - Auxiliar de laboratório sr. Lázaro realizando ajustes de montagem na bancada de spray adaptada por Jamil Lima da Silva ^[61] , em 20/05/2016.	109
Figura 85 - Início do teste preliminar com motor Perkins Q20B4.236. Selo de água do bloco rompeu, cancelando uma rodada de testes, em 05/05/16.	110
Figura 86 - Vista frontal do motor Perkins, montado na bancada dinamométrica em 05/05/2016.....	110
Figura 87 - Montagem do reservatório contendo a Mistura 1 (10AA15Macaúba75D), com aferição de massa feita pela balança e linhas de combustível em destaque, em 02/06/2016.....	111
Figura 88 - Balança utilizada nos ensaios dinamométricos, em 02/06/2016	111
Figura 89 - Dinamômetro Schenck utilizado, em 02/06/2016	112
Figura 90 - Destaque para a bomba mecânica Bosch utilizada nos ensaios de motor, em 02/06/2016	112
Figura 91 - Número de série da bomba Bosch utilizado nos ensaios de motor.....	113
Figura 92 - Bico injetor Bosch utilizado nos ensaios de motor	113
Figura 93 - Ficha técnica do óleo de Mamona (Rícino) utilizado nos ensaios laboratoriais, de spray e de motor	114
Figura 94 - Ficha técnica do óleo de Macaúba utilizado nos ensaios químicos, de spray e de motor.....	115

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tabela elaborada por Lee ^[13]	23
Tabela 2 - Relação entre os tipos de injeção, a pressão de injeção e o SMD ^[23]	30
Tabela 3 - Características de injeção diesel ^[17]	34
Tabela 4 - Comparação das soluções em realidades distintas	38
Tabela 5 - Matriz de decisão	39
Tabela 6 - Poder Calorífico Inferior de alguns dos óleos de interesse ^{[56], [57],[58]}	45
Tabela 7 - Misturas em parâmetros conservadores	50
Tabela 8 - Relações entre a densidade e demais propriedades	52
Tabela 9 - Panorama das misturas ensaiadas	55
Tabela 10 - Massa específica para as misturas de interesse	56
Tabela 11 - Medições, tempos, médias e desvios	58
Tabela 12 - Viscosidades encontradas para as misturas de interesse, à temperatura ambiente	59
Tabela 13 - Propriedades das misturas	73
Tabela 14 - Dados obtidos após tratamento das imagens	76
Tabela 15 - Aplicação das propriedades químicas e de injeção na equação 14. Tabela feita no programa Microsoft Excel. Unidades SI, exceção para a pressão ΔP	79
Tabela 16 - Considerando tempo de injeção de 400 μs , pressão de injeção de 200 bar	79
Tabela 17 - Comparação entre o resultado numérico da equação 14 e o experimental, para os dados obtidos pelas imagens dos sprays	80
Tabela 18 - Valores de penetração obtidos para os mesmos valores de d, mantidos tempo de injeção constante sendo 500 μs	80
Tabela 19 - Determinação do fator k para os valores estabelecidos de massa específica, velocidade de escoamento, viscosidade e tensão superficial	82
Tabela 20 - Poder Calorífico Inferior das substâncias utilizadas nas misturas de interesse.....	83
Tabela 21 - Poder calorífico Inferior das misturas de interesse e a variação em relação ao diesel.....	83
Tabela 22 - Dados obtidos para o índice de cetano	87
Tabela 23 - Diesel Puro, referência. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões	89
Tabela 24 - Mistura 1. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões	90
Tabela 25 - Mistura 2. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões	90
Tabela 26 - Mistura 3. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões	91
Tabela 27 - Mistura 4. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões	91
Tabela 28 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 1	94
Tabela 29 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 2	94
Tabela 30 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 3	94
Tabela 31 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 4	94
Tabela 32 - Maiores ganhos gerais	95
Tabela 33 - Maiores perdas gerais	95

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

V	Velocidade do fluido	[m/s]
l	Comprimento característico	[m]
P	Pressão	[Pa]
r	Curvatura do bocal	[m]
d	Diâmetro do orifício	[m]
t	Tempo de duração da injeção	[s]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
C_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
C_v	Calor específico a volume constante	[J/kg.K]

Símbolos Gregos

ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
μ	Viscosidade dinâmica do líquido em	[Pa · s]
Δ	variação entre duas grandezas	
ϵ	Rugosidade superficial	

Grupos Adimensionais

r_v	Taxa de compressão
Re	Número de Reynolds
We	Número de Weber
Oh	Número de Ohnesorge
Ta	Número de Taylor
k	Razão entre Cp e Cv

Subscritos

<i>gas, g</i>	gás
<i>liquido, l</i>	líquido
<i>v</i>	vapor
<i>inj</i>	injeção
<i>comb</i>	Combustível

LISTA DE TERMOS TÉCNICOS E ESTRANGEIROS

Taxa de compressão: Medida que relaciona quantas vezes a massa contida dentro da câmara de combustão é comprimida durante a etapa de compressão. É um bom indicador do tipo de combustível que está sendo empregado ou da aplicação de determinado motor

Índice de octano: É um indicador que traduz a resistência que combustíveis como gasolina e etanol possuem à detonação quando utilizados em motores do ciclo Otto.

Número de cetano: É um indicador que simboliza a facilidade com que um determinado combustível possui de auto inflamar e deflagrar uma chama de alta qualidade quando em uso em motores de ignição por compressão.

Poder calorífico: É uma propriedade que relaciona o quanto de energia é liberada quando da queima de um determinado combustível.

Blends combustíveis: Nome mais comum para designar um conjunto de misturas combustíveis.

Injeção *common rail*: Tipo de injeção moderna a qual possui bicos injetores de acionamento piezoelétrico, uma bomba de alta pressão e uma flauta comum a todos os bicos. Os bicos e sensores do sistema são gerenciados eletronicamente através de uma central de injeção.

Smog: *Smoke + fog*, isto é, fumaça + névoa, corresponde aos particulados emitidos por um motor de combustão interna.

Sistema *EGR*: Sistema de recirculação dos gases de escape, parte dos gases de descarte do escape passam por uma válvula que desvia os gases para serem readmitidos para nova queima.

Motores *flex fuel*: Tecnologia que permite a queima de qualquer quantidade de misturas etanol-gasolina (e em último caso com GNV) em qualquer faixa de operação. O nome é empregado em motores do ciclo Otto.

Sistema *dual-fuel*: Tecnologia que permite a queima de dois combustíveis em um motor de ignição por compressão (motor do ciclo diesel), no qual um combustível é o óleo diesel ignitado como chama piloto e o outro combustível é admitido no coletor de admissão. Em português é traduzido por duplo-combustível.

SMD: Sauter Mean Diameter, ou diâmetro médio de Sauter, parâmetro utilizado em ensaios de caracterização do spray.

Glow Plug: Vela de pré-aquecimento, presente em alguns motores diesel.

Injetor *pressure swirl*: Tipo de injetor no qual ocorre um turbilhonamento do fluido combustível.

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo faz uma breve introdução sobre motores a diesel e traz informações sobre o que há de mais moderno em sistemas de injeção a diesel e lança a ideia da versatilidade de combustível para motores de ignição por compressão.

1.1 O ESTADO DA ARTE

Os motores do ciclo diesel tem como características marcantes a grande robustez e o baixo consumo, aliadas à versatilidade de se utilizar variedade de combustíveis. Um dos grandes trunfos, portanto, é o emprego de tais motores em situações de trabalho pesado, tais como em transporte de pessoas e cargas, máquinas agrícolas e sistemas estacionários.

Os motores a diesel primitivos são dotados de bomba mecânica de injeção, necessária para o correto sincronismo do tempo de injeção do ciclo. Isso se deu em virtude das limitações tecnológicas da época do lançamento do motor e esta tecnologia vem sendo substituída por sistemas modernos com a presença da eletrônica veicular.



Figura 1 - Bomba de injeção mecânica em corte^[58]

A necessidade de modernizar os motores Diesel tradicionais de forma a ter controle mais refinado à semelhança dos motores Otto com injeção eletrônica fez com que uma série

de ajustes tivessem de ser efetuados no que tange à redução de emissões de poluentes e particulados, diminuição de ruídos ('castanhadas' típicas de motores a diesel), melhoria na potência e no torque específico. Nesse contexto, um arranjo que foi tomado como referência por várias fabricantes foi o motor Diesel do tipo *Common Rail*, com pressões de combustível de duas a cinco vezes àquela que era utilizada em motores com bomba mecânica.

A altíssima pressão de injeção com as quais os motores *Common Rail* trabalham permite que a atomização do combustível na câmara de combustão seja mais uniforme e homogênea. Aliado a isso, controles eletrônicos do tipo malha fechada determinam a partir das situações de carga e rotação do motor quais são os ajustes a serem feitos em tempo real, isto é, controle no tempo de pulso dos bicos para otimizar o consumo e acerto na pressão do tubo distribuidor (flauta) do *Common Rail*.

Os controles de particulados permitiram que as emissões de particulados e gases se reduzissem drasticamente quando aliados a sistemas *Common Rail* de última geração. No contexto atual, os avanços tecnológicos nessa área tendem a ter como foco de otimização, a redução dos impactos ambientais decorrentes das emissões, para em segundo plano avaliar ganhos em desempenho.

O que há de mais relevante na pesquisa e desenvolvimento de motores Diesel são aqueles de altíssimo desempenho projetados para competições automobilísticas. Alguns destes motores estão deixando a fase de protótipo e gradativamente rumando à produção seriada voltada ao mercado consumidor. Como parâmetro, é válido ressaltar a mudança de rumos que foi tomada no Campeonato Mundial de Endurance FIA (WEC-FIA) a partir de 2006, quando a equipe de fábrica da Audi utilizou motores Diesel *Common Rail*. Isso ocorreu devido ao alto torque disponível em baixas rotações, alta potência específica, e enorme redução no consumo de combustível, fator de grande importância em corridas de longa duração.

Adotando essa estratégia nos anos seguintes, de 2006 a 2011 a Audi venceu cinco vezes a etapa de Le Mans do Campeonato WEC-FIA. A partir de 2012, *powertrains* híbridos se tornaram regra, mas a predominância de motores Diesel *Common Rail* associados a unidades elétricas se fez presente nas corridas e equipes vencedoras.



Figura 2 - Audi R10 TDI, 24h de Le Mans 2007^[39]

Recentemente, em um cenário de veículos pesados, a montadora Scania propôs um novo motor de ciclo diesel do tipo *Common Rail* apto a utilizar etanol associado a um aditivo como mistura combustível. Tal motor possui, entre demais tecnologias, taxa de compressão elevadíssima de 28:1, injeções múltiplas sequenciais antes da etapa de explosão, pressão de injeção acima de 1800 bar, turbocompressor de geometria variável e sistema *EGR (Exhaust Gas Recirculation)* controlado eletronicamente. Entretanto, para o correto funcionamento do motor um aditivo facilitador de ignição deve ser empregado, devido ao baixo índice de cetano do etanol.

A figura 3 apresenta um motor do ciclo Diesel que opera com etanol.

A figura 4 apresenta o veículo onde o motor Scania a etanol é empregado.

Motor Scania 9 litros Euro 5 e EEV



Motor a etanol de 270 hp Euro 5 e EEV

Potência máxima 198 kW (270 hp) a 1.900 r/min.

Torque máximo 1200 Nm a 1.100 – 1.400 r/min.

- Combustível renovável (bioetanol hidratado com 5% de aditivo promovedor de ignição).
- Alta eficiência característica do ciclo Diesel.
- Excelente dirigibilidade, com alto torque em baixas rotações.
- Sistema de controle de emissão simples, do tipo EGR ("Exhaust Gas Recirculation").
- Tecnologia comprovada – Ônibus Scania movidos a etanol em operação desde 1989.

Figura 3 - Motor Scania de alta eficiência, última palavra em tecnologia Diesel-etanol ^[2]



Figura 4 - Caminhão Scania P270, equipado com o motor da figura 3 ^[1]

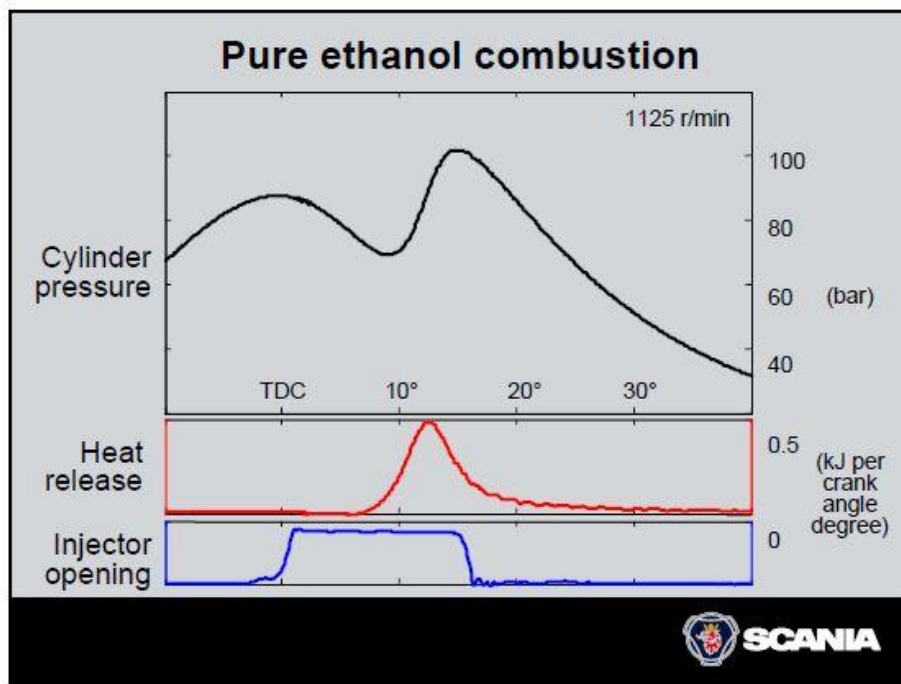


Figura 5 - Gráfico composto pelo ganho de pressão interno à câmara, calor liberado e abertura do injetor durante o tempo de injeção e posteriormente no tempo de combustão^[2]

Um dos desafios enfrentados pela fabricante Scania encontra-se ilustrado na figura 5. O etanol é um combustível que possui alto número de octano (equivalente a 110^[40]) o que permite seu emprego em motores com alta taxa de compressão. Entretanto, para motores de ciclo Diesel (ignição por compressão), o álcool possui baixo número de cetano (algo equivalente entre 5 a 15^[41]) o que influi no tempo de ignição e na qualidade da propagação da chama, a qual deseja-se que seja uniforme e suave.

No gráfico superior da figura 5 no campo 'cylinder pressure', é notável a queda de pressão mais acentuada que a correspondente da figura 6, pelo atraso no tempo de ignição, compreendido entre o ponto morto superior e cerca de 10° de rotação do virabrequim.

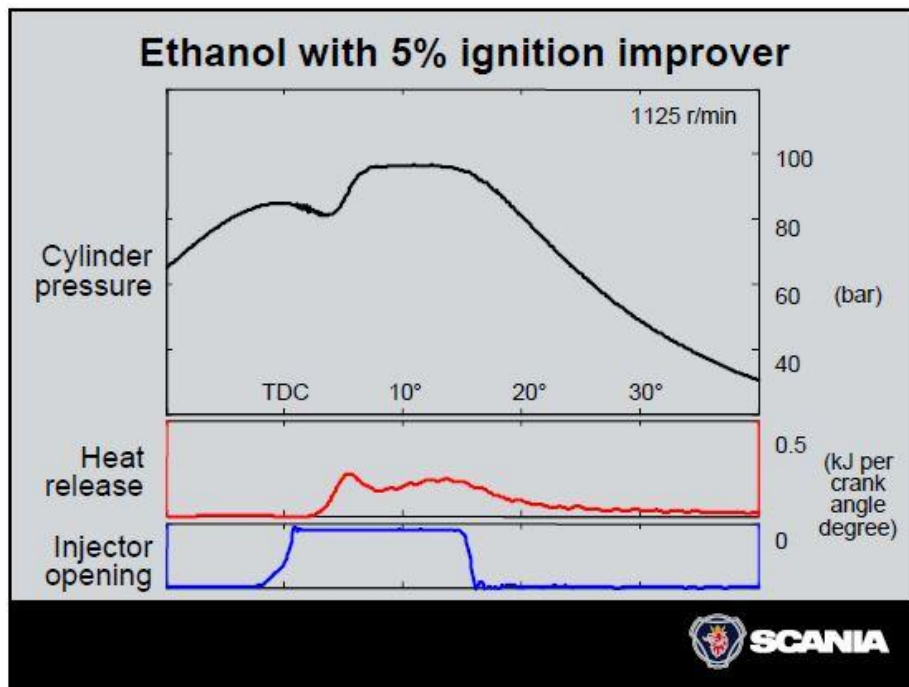


Figura 6 - Gráfico análogo ao da figura 6, com curvas diferentes devido ao aditivo melhorador de ignição^[2]

A figura 6 ilustra uma melhora substancial no que tange a redução da queda de pressão interna da câmara. Além disso, o vale da curva em preto se deslocou à esquerda no eixo das abscissas, se aproximando do ponto morto superior, diferentemente do que ocorria na figura 5. Isso significa um início de combustão mais cedo e uma propagação de chama constante e suave, verificada também pela curva em vermelho.

Essa breve introdução sobre o motor Scania Diesel-Etanol se faz necessária para dar um panorama geral da viabilidade do emprego do etanol como combustível para motores do ciclo Diesel. O assunto dessa proposta de graduação se baseia em explorar possibilidades alternativas para misturas ternárias que tenham como um dos combustíveis o etanol.

1.2 OBJETIVOS

Este projeto visa investigar uma possível substituição parcial da matriz mineral por uma mistura ternária que contenha determinado teor de fonte renovável. A instigação de quais óleos vegetais poderão ser utilizados assim como a aditivação com etanol anidro se faz necessária à medida que já existem estudos comprovando o emprego de tais misturas principalmente no setor agrícola brasileiro.

Serão traçadas metodologias específicas para a caracterização físico-química das misturas ternárias estáveis bem como um amplo levantamento de parametrização de sprays a partir de expressões numéricas e análises visuais.

É de extrema relevância observar o comportamento de tais misturas quando postas à combustão em um motor de bancada, e as influências que as misturas poderão trazer à operação da máquina.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo traz uma diferenciação entre os ciclos Otto e Diesel, cita as expressões gerais de eficiência termodinâmica para ciclos ideais bem como uma rápida comparação entre gasolina, etanol e diesel combustíveis. Além disso, introduz conceitos intrínsecos a motores de ignição por compressão.

2.1 DIFERENCIAÇÃO ENTRE OS CICLOS OTTO E DIESEL

Para facilitar a compreensão do escopo global deste projeto, uma diferenciação entre os ciclos Otto e Diesel de quatro tempos se faz necessária.

Nicolaus Otto propôs formalmente o ciclo de quatro tempos a partir da descoberta de uma propriedade-chave para a área de motores de combustão interna: a compressão da mistura ar-combustível.

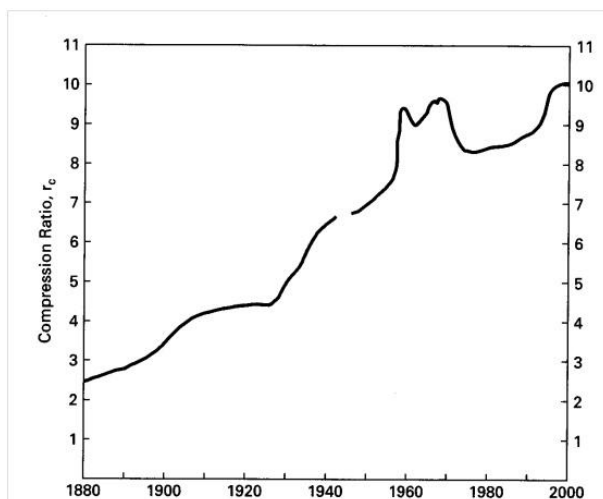
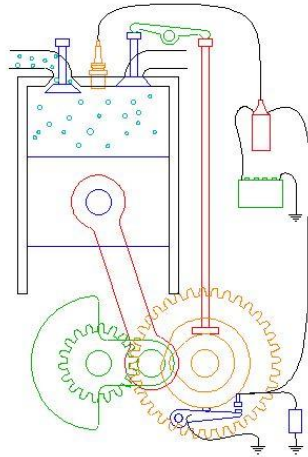


Figura 7 - Evolução da taxa de compressão com o passar dos anos^[42]

A taxa de compressão é uma propriedade que está diretamente ligada à eficiência teórica de um ciclo térmico.

O ciclo Otto de quatro tempos é um tipo de ciclo termodinâmico composto por quatro processos decorrentes a partir da abertura e fechamento de válvulas, os quais são sincronizados com o movimento da árvore do virabrequim. Para o devido formalismo, o ciclo Otto é conhecido como ciclo de ignição por centelha e necessita para o funcionamento da presença de uma mistura ar-combustível.

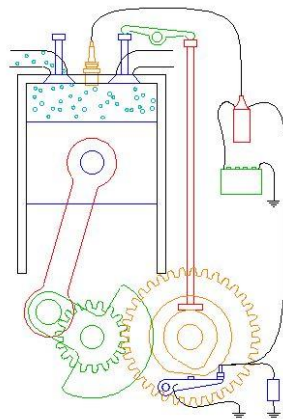
1º tempo: admissão de uma mistura - a qual é desejável que seja estequiométrica - entre ar e combustível; o início da etapa ocorre quando o pistão desce do ponto morto superior até o ponto morto inferior, a partir de uma rotação de 180º do virabrequim. Nesse instante, a abertura da válvula de admissão apenas - ocorrendo do início até o final da etapa - associada à queda de pressão promovida pela expansão volumétrica do pistão faz com que a mistura (à pressão atmosférica externa) seja admitida para dentro da câmara de combustão;



© 2000-2015 AnimatedEngines.com.
All rights reserved.

Figura 8 - Imagem de uma animação correspondente à admissão do ciclo Otto^[8]

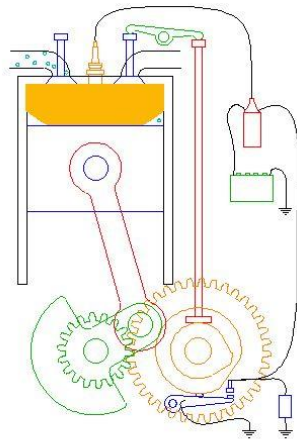
2º tempo: compressão - após atingir o ponto morto inferior, o virabrequim continua com a rotação e completa algo em torno de 160º antes do próximo tempo. As válvulas de escape e admissão devem ser mantidas fechadas de forma a maximizar o ganho de pressão interna à câmara de combustão e evitar perdas de mistura;



© 2000-2015 AnimatedEngines.com.
All rights reserved.

Figura 9 - Imagem de uma animação correspondente à compressão do ciclo Otto^[8]

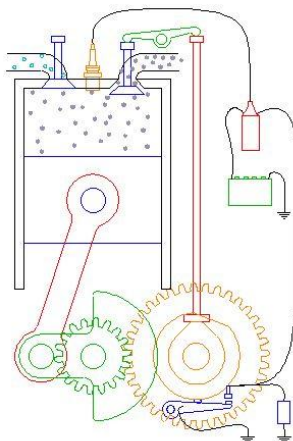
3º tempo: expansão - depois de concluído o tempo de compressão, a mistura ar-combustível deve reagir, por volta da faixa compreendida no interstício de 20º antes do ponto morto superior (APMS) quando do fim da etapa de compressão ocorre a ignição da mistura. A corrente elétrica vinda de um sistema auxiliar percorre corpo da vela e chega ao eletrodo onde é gerada uma faísca que inflama a mistura, empurrando o pistão para baixo gerando trabalho e calor. Na descida do pistão para baixo, a etapa de expansão pós-queima ocorre, associada a um giro de 180º do virabrequim;



© 2000-2015 AnimatedEngines.com.
All rights reserved.

Figura 10 - Imagem de uma animação correspondente à ignição do ciclo Otto^[8]

4º tempo: escape - findada a etapa de expansão, o virabrequim percorre um giro de 180º, forçando o pistão a atingir a posição de ponto morto superior (PMS) enquanto as válvulas de escape permanecem abertas. Desta forma, gases decorrentes da queima são expulsos da câmara de combustão.



© 2000-2015 AnimatedEngines.com.
All rights reserved.

Figura 11 - Imagem de uma animação correspondente ao escape do ciclo Otto^[8]

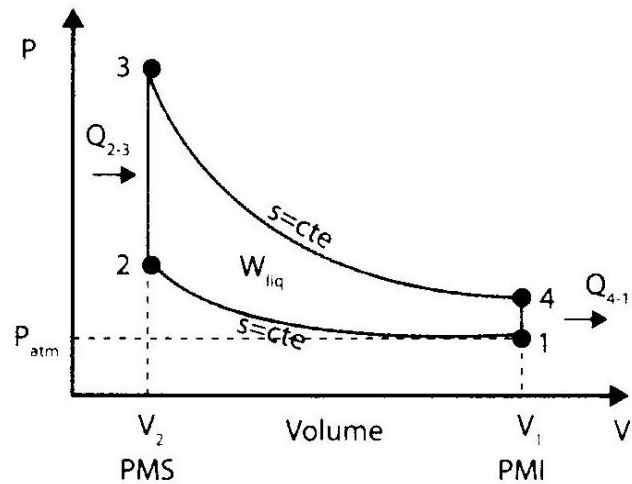


Figura 12 - diagrama P-V do ciclo Otto ideal^[23]

Na figura 16, as etapas do diagrama ideal são: 1-2 compressão; 2-3: ignição, fornecimento de calor e ganho de pressão a volume constante; 3-4: expansão; 4-1: escape, calor liberado a pressão a volume constante.

Os processos 1-2 e 3-4 são denominados isoentrópicos em um ciclo ideal. Entretanto, ciclos reais presentes nos motores convencionais possuem irreversibilidades, dadas às circunstâncias de operação de um motor, tais como rotação, temperatura de funcionamento e até mesmo qualidade do combustível.

Em um motor do ciclo Otto, a injeção de combustível se dá através de dispositivos específicos; conforme a evolução tecnológica, pode-se citar: carburador, injeção mecânica, injeção eletrônica monoponto, injeção eletrônica multiponto e, por fim, o estado-da-arte de injeção direta na câmara de combustão.

A sequência de ignição em motores de ciclo Otto se dá através dos seguintes dispositivos, em ordem cronológica: distribuidor com platinado, distribuidor com módulo de ignição transistorizada e por fim roda fônica com controle pela unidade de controle eletrônica (UCE).

A eficiência de um motor Otto ideal se dá pela seguinte equação:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}} \quad \text{Eq. 1}$$

ou ainda

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}} \quad \text{Eq. 2}$$

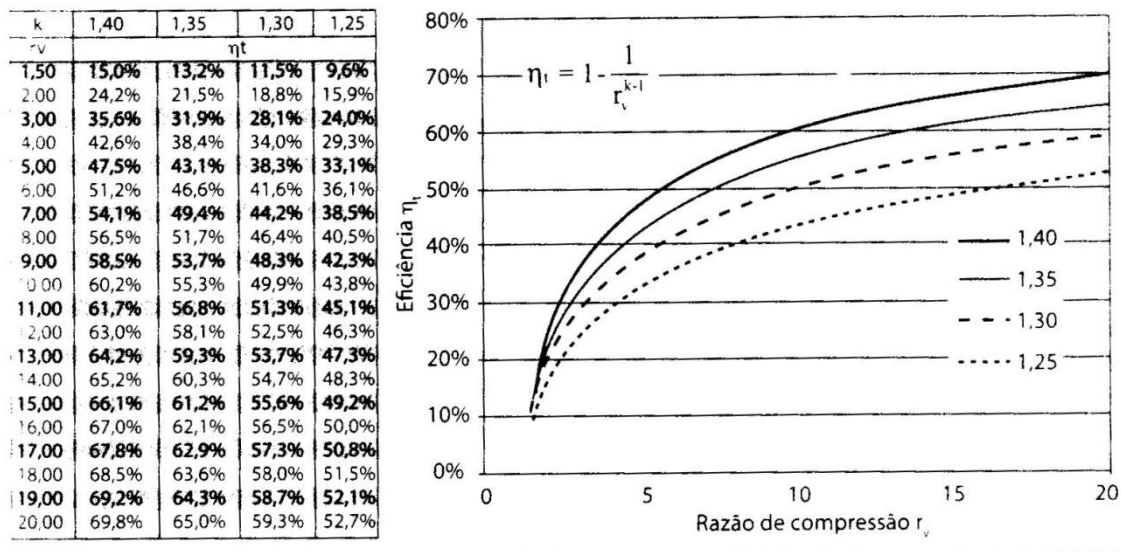


Figura 13 - Gráfico de eficiência x razão de compressão, para diferentes valores de k ^[23]

O ciclo Diesel proposto por Rudolf Diesel também é um ciclo de quatro tempos mas diferencia-se do Ciclo Otto por uma série de fatores, dentre os quais pode-se citar:

- admissão apenas de ar;
- injeção de combustível na câmara de combustão no terceiro tempo;
- ignição por compressão, sem centelhas elétricas.

A concepção do ciclo, em linhas gerais, é bem análogo ao ciclo Otto e as diferenças anteriormente citadas são, dentre outras, as peculiaridades que alteram o funcionamento e demais características como ruído, limite de rotação, consumo de combustível, rendimento e eficiência volumétrica.

Durante os tempos de admissão e compressão, o fluido interno à câmara de combustão é apenas ar atmosférico; no fim da compressão, é necessária a injeção de combustível, que pode ser ou não de óleo diesel. A injeção de combustível no ciclo diesel deve ser sincronizada ao virabrequim à semelhança do que ocorre com a centelha elétrica em um ciclo Otto.

Também chamado de ignição por compressão, o Ciclo diesel possui curvas termodinâmicas ligeiramente distintas em comparação com o ciclo Otto.

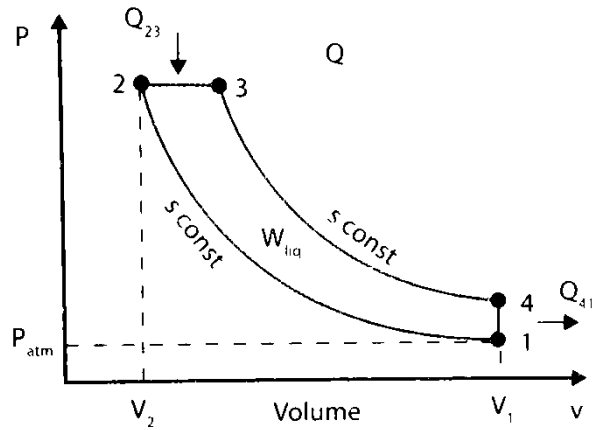


Figura 14 - Diagrama P-V do ciclo Diesel ideal^[23]

Em um ciclo Diesel Ideal, a mudança nítida no diagrama P-V em comparação ao Otto ideal é na fase de fornecimento de calor ao ciclo, que se dá a pressão constante, na etapa de injeção de combustível na câmara de combustão. As fases de 1-2 e 3-4 são isentrópicas portanto adiabáticas e reversíveis.

Vale ressaltar que, a exemplo do ciclo Otto ideal, o diagrama P-V para o Diesel também não representa fielmente o que ocorre em um motor real.

A expressão para o rendimento em motores diesel pode ser descrita como sendo:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \cdot \left[\frac{\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^k - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right] \quad \text{Eq. 3}$$

Ou ainda

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}} \cdot \left[\frac{\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^k - 1}{k \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \right] \quad \text{Eq. 4}$$

Pela ótica apenas da taxa de compressão, considerando a mesma igual para dois ciclos teóricos, o rendimento térmico é maior em motores do ciclo Otto. Ao se comparar os derivados de petróleo, gasolina e óleo diesel, e suas aplicações em respectivos motores de ignição por centelha e ignição por compressão, percebe-se a limitação da gasolina em resistir altas temperaturas e fenômenos de pré-ignição e detonação quando em motores Otto de alta taxa de compressão.

Por outro lado, o combustível óleo diesel consegue resistir a altas taxas de compressão e propaga uma chama de alta qualidade devido ao bom número de cetano, entre 40 e 60, em motores de ignição por compressão.

Já o etanol possui alto número de octano equivalente, isto é, comparativo a combustíveis hidrocarbonetos ao passo que possui baixo número de cetano.

A combustão com o emprego de altos percentuais desse combustível - em torno de 90% de etanol em mistura - em motores de ignição por compressão é possível, desde que alguns ajustes sejam feitos, tais como:

- aumento do número de cetano com a presença de aditivo melhorador de ignição (Diesel Ignition Improvers);
- alteração para adiantar o tempo de injeção através de ajustes feitos no sistema bomba-bico injetor;
- mudanças no comportamento do bico injetor para a correta aspensão do jato de etanol

2.2 TIPOS DE INJEÇÃO DIESEL

Como já foi citado na seção 1, há distinções entre os tipos de motores diesel presentes no mercado no que tange ao mecanismo de injeção do combustível no motor, podendo ser de bomba injetora mecânica ou eletrônica, e a mais recente tecnologia sendo do tipo Common-Rail.

Outra distinção que pode ser feita é em relação ao tipo de posicionamento do bico injetor, que pode ser do tipo direta ou indireta, com alteração no formato da câmara de combustão, como disposto nas figuras 19 e 20. No caso, motores de injeção indireta possuem pré-câmara, onde ocorre parte dos processos de injeção, aquecimento e início de queima da mistura, ou seja, a injeção não ocorre exclusivamente na câmara de combustão.

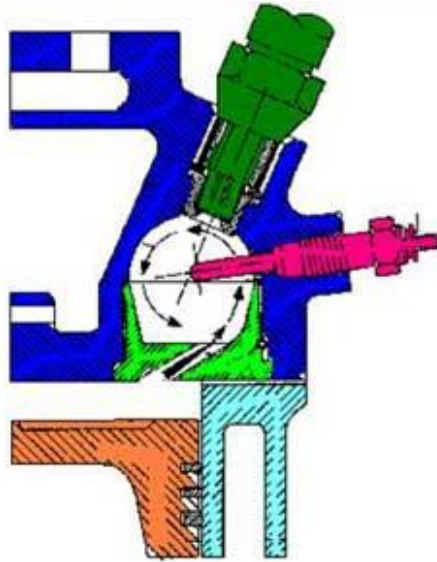


Figura 15 - Injeção indireta, bico injetor em verde, vela de aquecimento em magenta, pré-câmara em branco^[12]

Na figura 20, pode-se ver a injeção direta ocorrendo na direção da cabeça do pistão e o cabeçote (em azul) não possui pré-câmara.

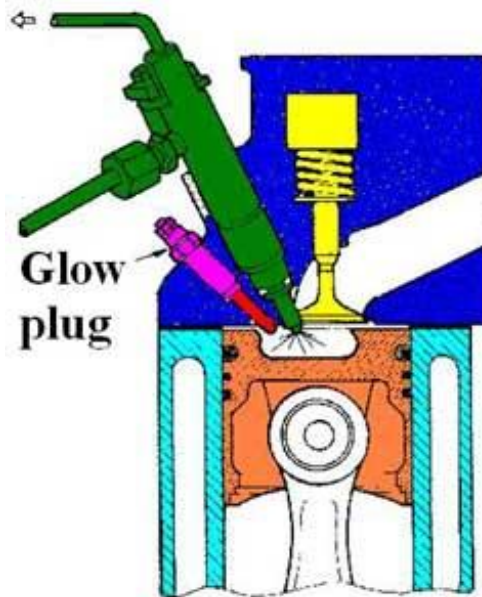


Figura 16 - Injeção direta, bico injetor em verde, vela de aquecimento em magenta^[12]

Outra distinção que pode ser feita é em relação à presença ou não de turbilhonamento de ar na câmara. Isso ocorre devido à geometria da cabeça do pistão. Três tipos podem ser citados, sendo estes: sem turbilhonamento de ar, com turbilhonamento (*swirl*) e o sistema MAN M.

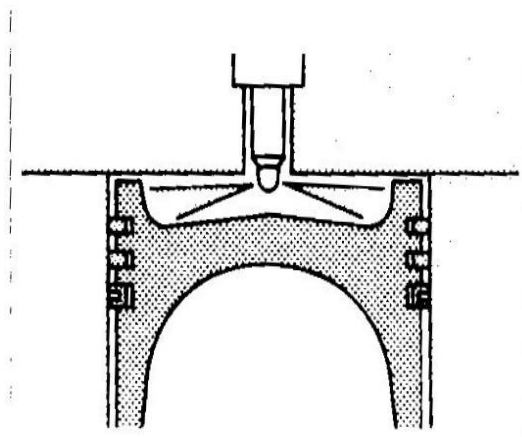


Figura 17 - Injeção sem turbilhonamento de ar^[22]

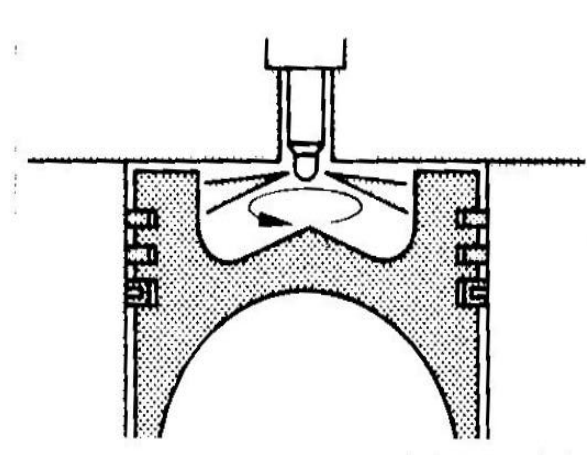


Figura 18 - Injeção com turbilhonamento de ar, pistão de cabeça toroidal^[22]

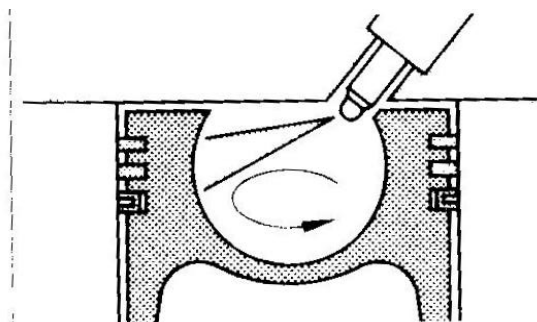


Figura 19 - Injeção MAN^[22]

2.3 FASES DA COMBUSTÃO EM MOTORES DIESEL

Há pelo menos 3 fases de destaque no processo de combustão em motores diesel reais, e estão enumerados na figura 24 como 1, 2 e 3, sendo assim descritos:

1. O período de atraso (*delay period*), compreendido a partir do momento que ocorre a injeção até o ponto onde inicia a queima;
2. Súbito aumento de pressão, onde o combustível está suficientemente vaporizado e misturado com ar em alta temperatura para queimar espontaneamente; e
3. Propagação da queima do combustível de forma homogênea forçando o pistão para baixo no ciclo motor.

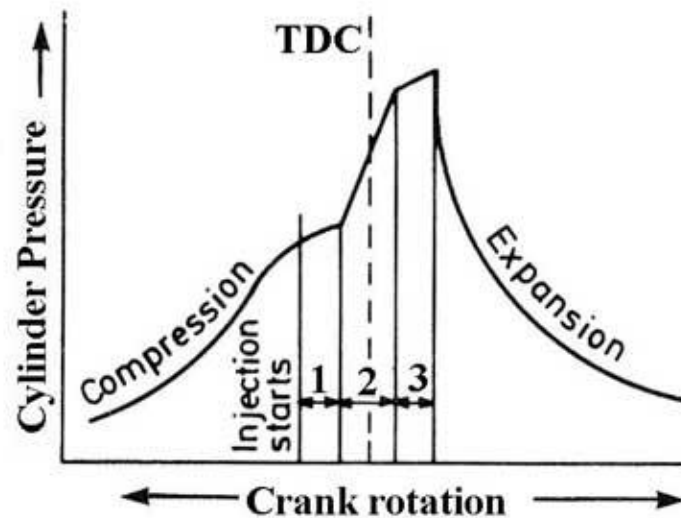


Figura 20 - Fases da combustão em motores Diesel ^[12]

O atraso de ignição pode ser melhor compreendido pela figura 25.

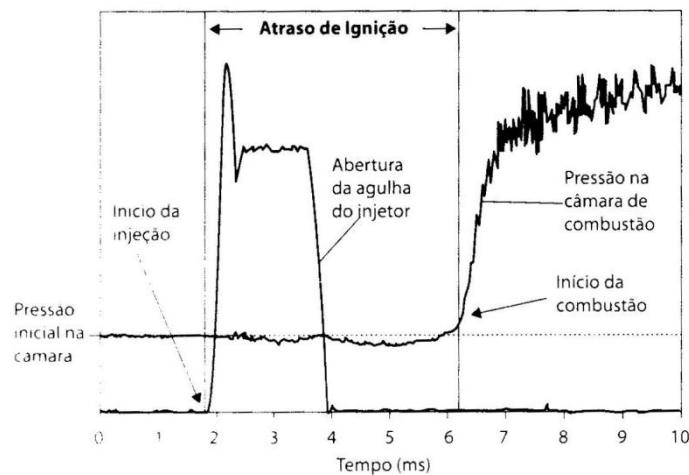


Figura 21 - Curvas de pressão na câmara e injeção, destaque para o atraso de ignição ^[23]

2.4 TIPOS DE ATOMIZADORES DE COMBUSTÍVEIS

O processo de atomização de combustíveis em motores de combustão interna é tema de constante pesquisa pois é a etapa fundamental de todos os processos seguintes, tais como compressão da mistura ar-combustível - em motores do ciclo Otto - e combustão em motores do ciclo Otto e ciclo Diesel.

Segundo Matalon^[11], o processo de combustão de sprays envolve uma série de processos físicos, que englobam atomização, colisão de partículas e aglomeração, vaporização, transferência de calor e massa, mistura entre as gotículas de combustível e ar, ignição, turbulência, chamas uniformes ou difusas e geração de resíduos poluentes.

A atomização se dá a partir da ação conjunta de deformação e tensão superficial do fluido que produzem pequenas gotículas, cujo objetivo é aumentar a superfície de contato exposta ao comburente, visando aumentar as taxas de transferência de calor e massa.

Os injetores de atuação eletrônica são do tipo válvula magnética ou piezoelétricos, sendo o último muito comum em motores Diesel do tipo Common-Rail.

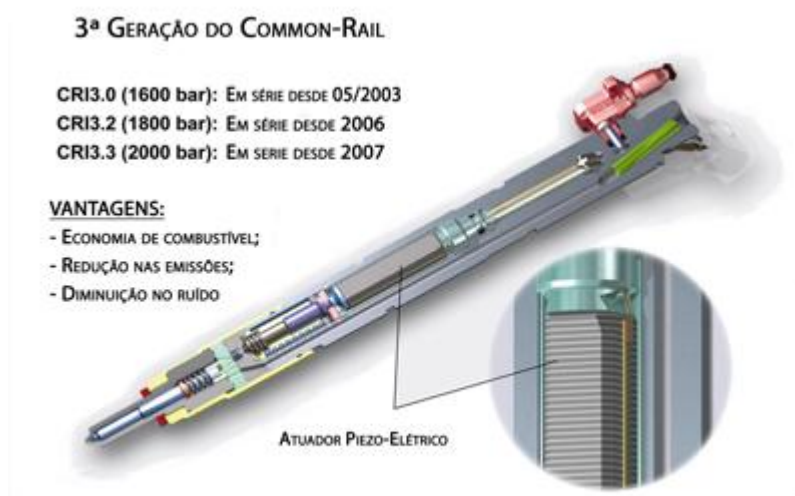


Figura 22 - Bico injetor do tipo Common-Rail^[53]

Conjunto porta-injetor

1 entrada, 2 corpo do porta-injetor, 3 porca de fixação do bico, 4 disco intermediário, 5 bico injetor, 6 porca-capô com tubo de pressão, 7 Nitro bastão, 8 conexão de retorno, 9 arruelas de ajuste de pressão, 10 canal de pressão, 11 mola de pressão, 12 pino de pressão.

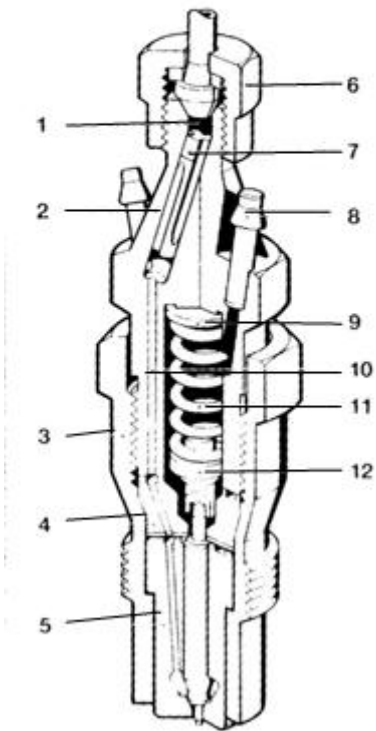


Figura 23 - Conjunto porta injetor com destaque para o bico nº5^[22]

Os bicos injetores são montados dentro de conjuntos denominados de porta injetores. Os bicos podem ser divididos em dois tipos principais: injetores de pino e injetores de orifício.

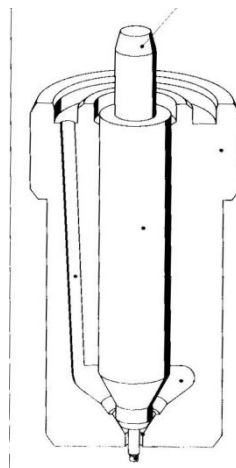


Figura 24 - Bico injetor de pino^[22]

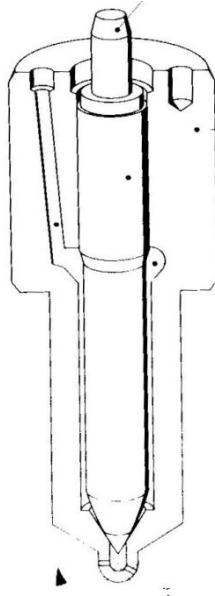


Figura 25 - Injetor de orifício^[22]

A principal diferença entre ambos está no formato da ponta, o que causa comportamentos diferentes no spray aspergido tais como ângulos de cone distintos por exemplo.

3 CARACTERIZAÇÃO DE INJETORES DE COMBUSTÍVEL LÍQUIDO

Aqui se faz uma avaliação das grandezas de influência para a análise dos regimes de escoamento ao qual o fluido combustível estará submetido. Além disso, propriedades-chave no processo de caracterização são explicitadas

A formação de gotas e o processo decorrente de quebra em partículas sucessivamente menores é pouco compreendido, de forma que existem teorias conflitantes nesse campo.

Cronologicamente, a teoria proposta por Hinze (1955) foi a primeira a abordar o processo de rompimento de gotas e afirma que tal rompimento ocorre devido a ondas capilares na superfície líquida da gota. Ranger e Nicolls (1969) e Reinecke e Waldman (1970) afirmaram que ocorre uma decapagem na camada mais externa e isso se dá devido à fenômenos de cisalhamento quando ocorre choque entre microgotas. A teoria mais recente é de Liu e Reitz (1997), que se baseia no princípio de alongamento (*stretching*) e afilamento das gotículas, o que acarreta na distorção e posterior quebra em menores partes.

3.1 NÚMERO DE WEBER

Em todas as teorias acerca do assunto, um ponto em comum que sempre é abordado é o Número de Weber, que é específico para situações de fluxos com interfaces entre fluidos diferentes, bem como fluxo de multifases e é de grande relevância ao se analisar a formação de gotas e bolhas.

O número de Weber pode ser compreendido como sendo um índice importante da inércia do fluido comparada à tensão superficial do mesmo e pode ser explicitado na equação 5 como:

$$We = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot l}{\sigma} \quad \text{Eq. 5}$$

onde:

- ρ : massa específica do fluido em questão
- v : velocidade a qual o fluido está submetido
- l : comprimento característico
- σ : tensão superficial

O fenômeno de atomização está presente tanto em motores que operam com ciclo Otto quanto em motores do ciclo Diesel. Entretanto, a diferença entre a atomização dos ciclos ocorre no tamanho das gotas de combustível, no comprimento do jato aspergido e na forma de quebra dos sprays primários e secundários. Isso se dá devido a características do próprio combustível principalmente a densidade, bem como as características operacionais do motor, tais como a alta pressão de injeção de combustível na câmara e os tempos de abertura nos bicos injetores.

Deve-se ressaltar a importância da carga à qual o motor está em funcionamento, isto é, se o motor opera em regime de marcha lenta até cargas parciais baixas ou em cargas altas, com maiores rotações e, conseqüentemente, maiores demandas de injeção de combustível e menor tempo de injeção.

Para situações de baixa carga Liu e Reitz (1993)^[13] ensaiaram e ilustraram a quebra para situações do número de Weber diferentes.

Em menores velocidades, a formação de spray se dá devido ao contato intenso entre um jato de alta pressão (combustível) com o comburente que é admitido pelo motor.

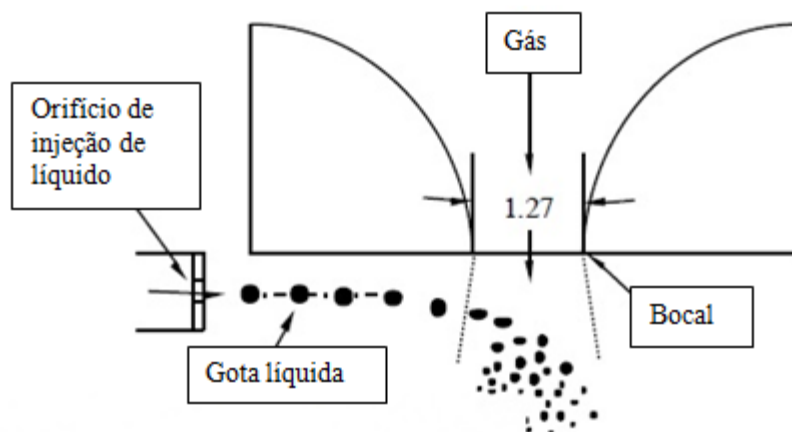
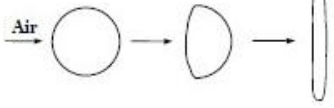
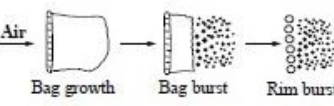
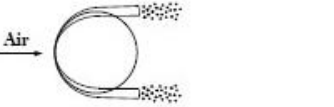
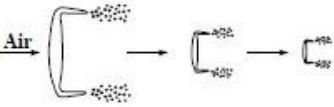
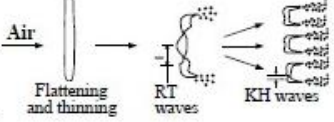


Figura 26 - Processo de aspersão atomização do jato de combustível. Adaptado ^[13]

Segundo a tabela 1 elaborada por Lee(2001)^[13], é possível enumerar e verificar as diferentes teorias propostas para analisar os sprays bem como formatos de aspersão de jatos de combustível e a correlação com o número de Weber.

Tabela 1 - Tabela elaborada por Lee^[13]

Estágio de quebra	Deformação ou regime de quebra	Forma de quebra	Número de Weber	Referências
Primeiro estágio de quebra	Deformação e achatamento		$We < 12$	
Segundo estágio de quebra	Quebra da bolsa	 Bag growth Bag burst Rim burst	$12 \leq We \leq 100$	Pitch e Erdman
	Quebra por cisalhamento		$We < 80$	Ranger e Nicolls 1969
	Quebra por alongamento e afilamento		$100 \leq We \leq 350$	Liu e Reitz 1997
	Quebra catastrófica	 Flattening and thinning RT waves KH waves	$350 \leq We$	Hwang et al 1996

3.2 CORRELAÇÃO ENTRE NÚMERO DE WEBER E NÚMERO DE OHNESORGE

Segundo Venson et al (2010)^[14], os processos de atomização ocorrem a partir de números de Weber acima de 40 e números de Ohnesorge acima de 10^{-2} . O número de Ohnesorge corresponde à razão entre forças viscosas, forças inerciais e de tensão superficial, podendo ser correlacionado com os números de Weber e Reynolds. O número de Ohnesorge pode ser escrito como visto na equação 6:

$$Oh = \frac{\mu}{\sqrt{\rho \cdot \sigma \cdot l}} = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad \text{Eq. 6}$$

onde

- μ : viscosidade do fluido
- ρ : massa específica do fluido em questão
- l : comprimento característico
- σ : tensão superficial

A qualidade da combustão e estabilidade da chama estão diretamente relacionados ao tamanho final das gotas aspergidas, de forma que, quanto maior for o tamanho das gotas formadas, maiores são os tempos para as reações seguintes na superfície da gota, reduzindo a capacidade de penetração do spray, a velocidade e a estabilidade da chama de combustão.

A análise de injetores de combustível líquido necessariamente envolve a obtenção de parâmetros de desempenho tais como coeficiente de descarga do injetor, tamanho médio das gotas geradas e o ângulo de abertura do jato.

Segundo Venson et al (2010)^[14], os três parâmetros de desempenho podem ser estudados em função de um único parâmetro apenas, que é a pressão de injeção do combustível - para injetores não assistidos - ou a razão entre a pressão de líquido e de ar para injetores assistidos.

3.3 COEFICIENTE DE DESCARGA DE INJETORES

Injetores são válvulas que possuem orifícios com aberturas diminutas por onde sai o combustível em formas de gotículas. O coeficiente de descarga relaciona a vazão mássica que passa pelo orifício com a queda de pressão ao longo do próprio orifício. Para efeitos seguintes à injeção, isto é, a combustão e a continuidade do ciclo, se torna desejável que o coeficiente de descarga não seja alterado com a vazão mássica (nem com o número de Reynolds). A obtenção de dados como a diferença de pressão a montante e a jusante do injetor permite que se conheça a vazão mássica do injetor \dot{m} .

Para Venson et al (2010)^[14], em uma situação ideal de escoamento (incompressível, adiabático e sem variação da energia potencial gravitacional), é possível calcular o coeficiente de descarga de um orifício plano através da equação de vazão, pautada na equação de continuidade de Bernoulli, onde

$$\dot{m} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot (P_2 - P_1) \cdot \rho} \quad \text{Eq. 7}$$

Deixando em função do coeficiente de descarga, obtém:

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A \cdot \sqrt{2 \cdot (P_2 - P_1) \cdot \rho}} \quad \text{Eq. 8}$$

onde :

- ρ é a densidade (massa específica) do fluido em kg/m^3
- \dot{m} é a vazão mássica do escoamento em kg/s
- A é a área do orifício em m^2
- P_2 é a pressão a montante do orifício
- P_1 é a pressão a jusante do orifício

Nas situações reais, ou seja, em um motor em funcionamento, a pressão a montante é a pressão de injeção do combustível ao passo que a pressão a jusante é a pressão interna à câmara de combustão.

3.4 ÂNGULO DO SPRAY

O ângulo de cone do spray é um ponto-chave da etapa de queima do ciclo Diesel. De acordo com a referência^[22] o bico injetor deve ser posicionado de forma que o ângulo do cone evite ao máximo o toque com as paredes internas do cilindro, sendo este um aspecto negativo de ângulos de cone muito grandes.

Segundo Lefebvre (1989)^[43], ângulos de cone maiores que 100° favorecem a atomização secundária do filme combustível pois imprimem ao filme uma grande componente de velocidade tangencial quando comparado ao escoamento assistido. A desvantagem se dá caso atinja as paredes internas do cilindro.

Por outro lado, ângulos menores que 60° favorecem a penetração do spray no ambiente devido à grande componente de velocidade axial, mas tais valores tendem a deslocar a zona de combustão para longe do injetor, acarretando problemas de estabilidade e qualidade da chama de combustão.

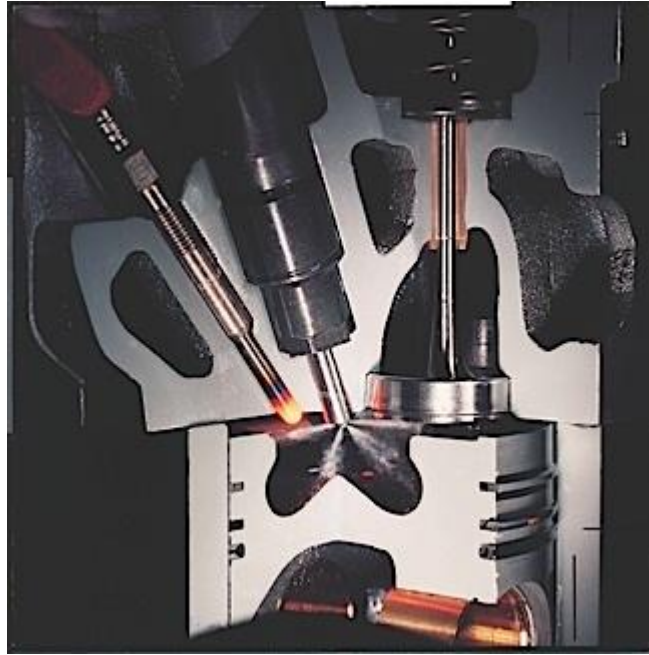


Figura 27 - Spray de injeção ocorrendo dentro da câmara de combustão ^[15]

3.5 PARÂMETROS DE INFLUÊNCIA NA PENETRAÇÃO

Segundo Martínez^[16], a caracterização de sprays em motores diesel pode ser analisada em pontos de vista microscópico e macroscópico. Para isso, se faz necessário citar todas as variáveis que contribuem para a geometria do spray. Através da figura 32, pode-se perceber os vários parâmetros e onde eles se situam a partir do bico injetor.

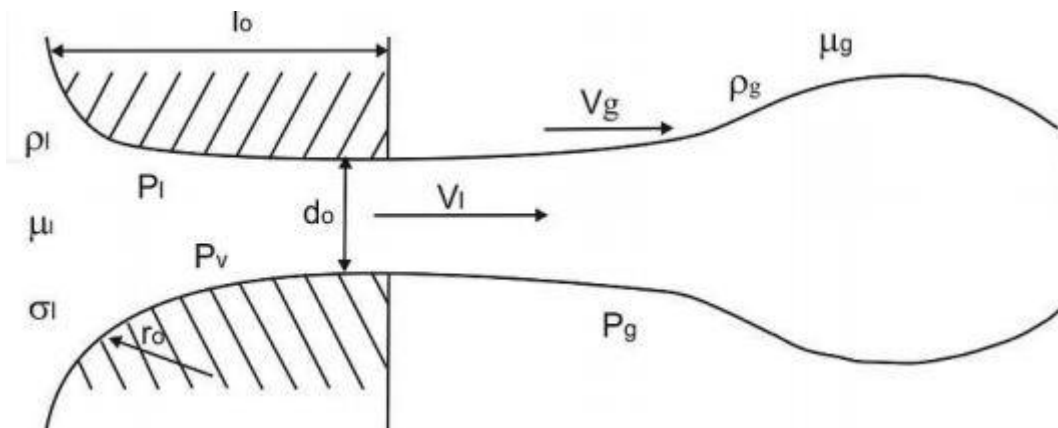


Figura 28 - Variáveis do processo de atomização ^[16]

Ainda de acordo com Martínez et al (2010)^[16] para um fluido newtoniano com distribuição constante de temperatura e para um bico injetor com um orifício de geometria cilíndrica, as variáveis descritas na figura 32 são:

Geometria do orifício do bico

- d_o : diâmetro do orifício
- l_o : comprimento do bocal
- r_o : curvatura de entrada no bocal do bico
- ϵ : rugosidade superficial

Condições de injeção

- P_l : pressão de injeção de combustível líquido
- P_g : pressão de fluido de trabalho gasoso (ar)
- $\Delta P = P_l - P_g$: ganho de pressão
- V_l : velocidade média do fluido líquido injetado (combustível)
- V_g : velocidade média do fluido de trabalho gasoso (ar)
- t_{inj} : duração da injeção

Propriedades do fluido injetado (combustível líquido)

- ρ_l : massa específica
- μ_l : viscosidade cinemática
- P_v : pressão de vapor
- σ : tensão superficial

Propriedades do fluido de trabalho (Ar)

- ρ_g : massa específica
- μ_g : viscosidade cinemática

Segundo Hiroyasu ^[44], o spray pode ser formalmente caracterizado por três parâmetros principais, sendo estes:

- ponta de penetração do spray;
- ângulo de spray; e
- comprimento de quebra do spray.

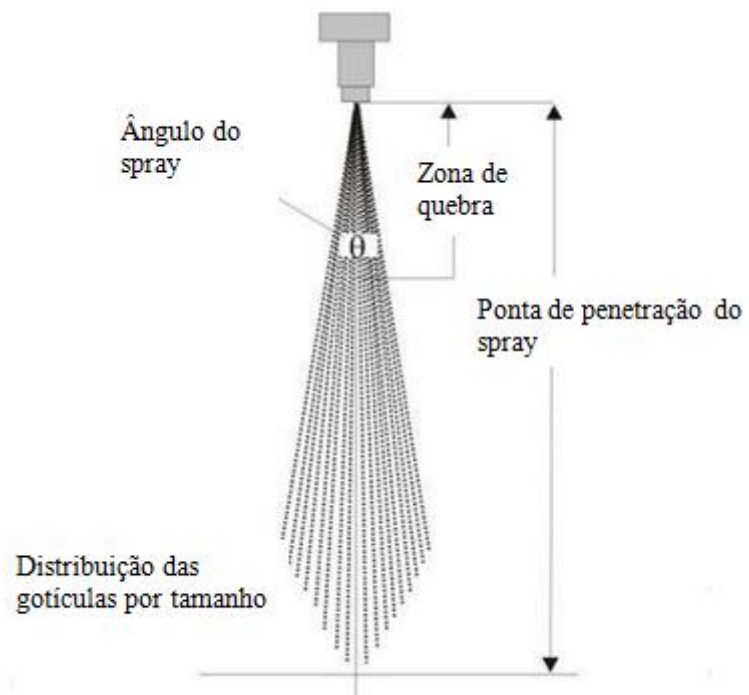


Figura 29 - Parâmetros de caracterização do spray, adaptado^[44]

3.6 TAMANHO MÉDIO DAS GOTAS

Em estudos envolvendo caracterização de sprays, um outro ponto importante é a determinação do tamanho médio das gotas. Para Lefebvre (1989)^[43] a caracterização de certa distribuição de tamanho de gotas deve ser considerada por diâmetros médios representativos.

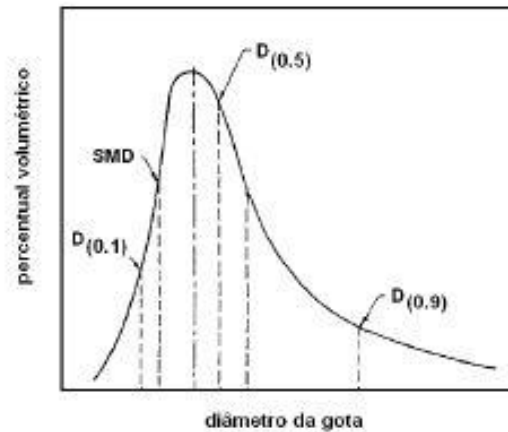


Figura 30 - Distribuição dos tamanhos de gota e o percentual volumétrico, distribuição aproximada de Rosin-Rammler^[14]

Em injetores de combustível líquido, o diâmetro representativo comumente utilizado é o diâmetro médio de Sauter, (Sauter Mean Diameter, SMD). SMD é definido como o diâmetro de uma gota que possui a mesma relação volume por área superficial de todo o spray, sendo denotado por $D_{(3,2)}$, 3 denota o índice de volume e 2 o índice de área. Esse diâmetro pode ser calculado através da equação 9, a partir da identificação de todos os diâmetros de gotas identificados no spray.

$$D_{(3,2)} = \frac{d_1^3 + d_2^3 + \dots + d_n^3}{d_1^2 + d_2^2 + \dots + d_n^2} = \sum_n \frac{d_i^3}{d_i^2} \quad \text{Eq. 9}$$

Outros diâmetros representativos para caracterizar uma distribuição de gotas são os diâmetros $D_{(0,1)}$, $D_{(0,5)}$, $D_{(0,9)}$ e correspondem, respectivamente, aos diâmetros que englobam 10%, 50% e 90% do volume total das gotas abaixo do volume da gota considerada.

Segundo o autor Franco Brunetti^[23], o SMD pode ser ainda ser aproximado pela equação 10.

$$SMD \approx \frac{1}{\sqrt{P_{inj} - P_{cyl}}} \quad \text{Eq. 10}$$

Tabela 2 - Relação entre os tipos de injeção, a pressão de injeção e o SMD^[23]

	Injeção Mono/Multiponto	GDI - Injeção direta de gasolina	Diesel
Pressão de injeção (bar)	2,5 - 4,5	40 - 130	500 - 2000
SMD (μm)	85 - 200	14 - 24	8

3.7 CORRELAÇÕES ENTRE SMD E DEMAIS ÍNDICES

Lefebvre (1989)^[43] buscou diversas correlações para a obtenção do valor aproximado de SMD. Para o caso de injetores de motores Diesel, algumas correlações poderão ser citadas em virtude da geometria dos bicos.

Para injetores de orifícios planos^[54], a equação característica é dada pela equação 11:

$$SMD = 3,08 \cdot v_l^{0,385} \cdot (\rho_{liquido} \cdot \sigma)^{0,737} \cdot \rho_{gás}^{0,06} \cdot \Delta P^{-0,54} \quad \text{Eq.11}$$

onde:

- $\rho_{liquido}$: massa específica do líquido combustível
- $\rho_{gás}$: massa específica do ar interno a câmara
- ΔP : diferença de pressão entre a pressão de injeção e a pressão interna à câmara
- v_l : velocidade a qual o fluido combustível está submetido
- l : comprimento característico
- σ : tensão superficial do fluido combustível

Para injetores do tipo *pressure swirl*^[54], a equação característica é dada pela equação 12:

$$SMD = 4,52 \left(\frac{\sigma \cdot \mu_{\text{liquido}}^2}{\rho_{\text{gas}} \cdot \Delta P^2} \right)^{0,25} \cdot (t \cos \theta)^{0,25} + 0,39 \left(\frac{\sigma \cdot \rho_{\text{liquido}}}{\rho_{\text{gas}} \cdot \Delta P} \right)^{0,25} \cdot (t \cos \theta)^{0,75} \quad \text{Eq. 12}$$

onde:

- ρ_{liquido} : massa específica do líquido combustível
- μ_{liquido} : viscosidade do fluido combustível
- $\rho_{\text{gás}}$: massa específica do ar interno a câmara
- ΔP : diferença de pressão entre a pressão de injeção e a pressão interna à câmara
- v_l : velocidade a qual o fluido combustível está submetido
- l : comprimento característico
- σ : tensão superficial do fluido combustível
- t : espessura do filme

$$t = 0,0114 \cdot A_{inj} \cdot \rho_{\text{liquido}}^{1/2} \cdot d \cdot \cos \theta \quad \text{Eq. 13}$$

onde t é a espessura do filme, θ é o ângulo do cone e d é o orifício de saída do bico.

3.8 MODELOS MATEMÁTICOS DISPONÍVEIS

Segundo Martinez et al.(2010)^[16], a penetração do spray é definida como a distância percorrida pelo spray em um volume de controle; pode ser determinada pelo equilíbrio entre dois fatores que são a quantidade de movimento do fluido a ser injetado (combustível) e o segundo é a resistência que o fluido ocioso(comburente) apresenta no volume de controle (câmara de combustão).

Devido a efeitos de atrito entre os fluidos, a energia cinética do combustível injetado é progressivamente transferida ao fluido de trabalho; essa energia cinética irá diminuir de forma contínua até que o movimento das gotículas dependa somente do movimento do fluido de trabalho dentro de um volume de controle.

Várias teorias para a caracterização do spray foram apresentadas com o enfoque exclusivo para jatos pulsados de óleo diesel.

Dent (1971)^[16] foi um pioneiro no estudo desses sprays pulsados de diesel e propôs uma correlação a partir de um ensaio experimental. Hay e Jones (1972)^[16] também propuseram outra fórmula, sendo essa a primeira de grande relevância para sprays de diesel. A formulação geral pode ser vista na equação 14.

$$S(t) = 3,07 \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{294}{Ta}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt{d_o \cdot t} \quad \text{Eq. 14}$$

onde

- ΔP : diferença entre a pressão de injeção e a pressão na câmara
- ρ_a : massa específica do ar
- d_o : diâmetro do orifício do injetor
- t : tempo do pulso de injeção
- Ta : é o número de Taylor, aproximado por:

$$Ta \approx \frac{Re}{We} \quad \text{Eq. 15}$$

Outra equação proposta por Hiroyasu e Arai (1990)^[44] define a penetração como função do tempo de ruptura (t_{rot}), relacionado com as condições de injeção do motor, isto é, qual bico está sendo utilizado e qual o pulso (em ms) de abertura do bico, algo entre 0,3 ms e 1,0 ms.

$$t_{rot} = 28,65 \frac{\rho_l d}{\sqrt{\rho_g \Delta P}} \quad \text{Eq. 16}$$

onde

- ΔP : diferença entre a pressão de injeção e a pressão na câmara
- ρ_l : massa específica do combustível
- ρ_g : massa específica do ar
- d_o : diâmetro do orifício do injetor
- t : tempo do pulso de injeção

Ainda segundo essa teoria, a penetração pode ser estimada por

$$S = 0,39 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{\text{liquido}}}} \cdot t \quad \text{Eq.17}$$

Outra equação empírica desenvolvida por Jiménez et al(2000)^[16] relaciona o parâmetro adimensional ρ^* , onde:

$$\rho^* = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad \text{Eq. 18}$$

A equação empírica da penetração é descrita pela equação 19:

$$S(t) = 0,6^{-3} \cdot U_o(t)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_l}\right)^{-0,163} \quad \text{Eq. 19}$$

onde,

- U_o é a velocidade média no início da injeção em m/s
- t é o tempo de duração da injeção

Para a equação 19, foram consideradas variações do fluido comburente (ar atmosférico) entre 293K e 423 K e a equação pode servir para ocasiões de baixa ou alta pressão.

Outra proposição segundo Jaward et al (1999)^[16] para a penetração pode ser descrita como:

$$S = C_1 \cdot (\Delta P)^{0,25} \cdot \sqrt{t \cdot \rho_l^{0,25} \cdot \rho_g^{-0,14}} \quad \text{Eq. 20}$$

- C_1 : coeficiente de descarga
- ΔP : diferença entre a pressão de injeção e a pressão na câmara
- ρ_l : massa específica do combustível
- ρ_g : massa específica do ar
- d_o : diâmetro do orifício do injetor
- t : tempo do pulso de injeção

3.9 DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES DE INJEÇÃO E INJETORES

Para a determinação prática da penetração do spray, algum dos modelos matemáticos descritos na seção 3.8 deverá ser empregado para verificação dos resultados.

Optou-se inicialmente por empregar a correlação de penetração descrita por Jaward et al (1999)^[16] para a verificação da penetração do Spray. O modelo mais recente de Jimenez et al (2000)^[16] também servirá a análises posteriores.

Segundo a referência [17] as características típicas de injeção diesel são descritas na tabela 3.

Tabela 3 - Características de injeção diesel^[17]

	Injeção mecânica	Common-Rail
Pressão de injeção	100 a 1500 bar	1000 a 2200 bar
Quantidade de orifícios no injetor	1 a 4 orifícios	5 a 20 orifícios
Tamanho de gota	5 a 10 μm	0.1 a 10 μm
Velocidade do jato	500 m/s	800 m/s

Ainda segundo a referência [17], a velocidade do jato injetado (u) pode ser calculada pela equação de Bernoulli modificada, descrita na equação 21,

$$u = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l}} \quad \text{Eq. 21}$$

onde:

- ΔP : diferença de pressão entre o bocal e a pressão do sistema.
- ρ_l : densidade / massa específica do combustível

Dessa forma, a velocidade a ser utilizada na metodologia para caracterização do spray será baseada através da aproximação da equação 21.

4 ESTUDO DE CASO

Este capítulo propõe um estudo de caso para que as análises propostas nesse trabalho tenham um efeito prático aplicável e quais as mudanças necessárias em um motor real de bancada. Além disso, uma comparação com soluções do passado e atuais se faz presente.

4.1 SITUAÇÃO HIPOTÉTICA CRIADA

Para o presente trabalho foi pensada a seguinte situação: em uma monocultura de cana-de-açúcar existem máquinas como tratores, moendas e caldeiras movidas a óleo diesel, e tais máquinas operam essencialmente em ciclos a rotação constante. Visando reduzir o consumo de óleo diesel em suas máquinas, o produtor latifundiário decide criar uma mistura ternária composta de etanol, óleo vegetal e óleo diesel.

4.2 FLUXOGRAMA DO PROJETO

A figura 35 representa um fluxograma que ilustra as diretrizes para a abordagem deste projeto. Para a etapa Projeto de Graduação 1, o levantamento a ser realizado será até a etapa de pesquisa das misturas combustíveis possíveis, cabendo ao Projeto de Graduação 2 as demais etapas iniciadas a partir de ensaios laboratoriais preliminares.

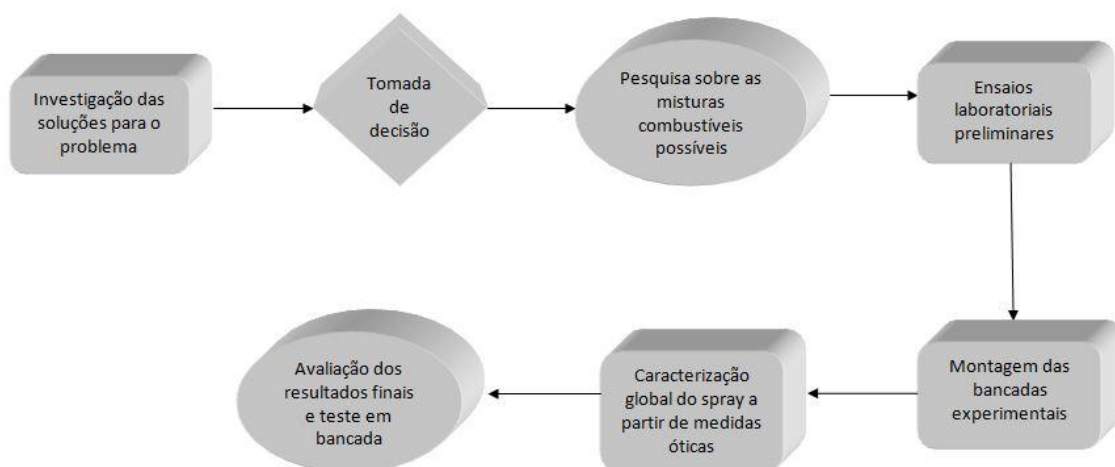


Figura 31 - Fluxograma de projeto

4.3 INVESTIGAÇÃO DAS SOLUÇÕES PARA O ESTUDO DE CASO

Uma solução que merece destaque é a proposta versátil do motor Elko, dado que explorou o caráter multicomcombustível dos motores de ignição por compressão. Em testes realizados pela revista Quatro Rodas^[45] foi possível testar uma enorme gama de óleos vegetais *in natura* e obter bons resultados de desempenho e consumo de combustível.



Figura 32 - Destaque para o propulsor e o óleo refinado de arroz comercial^[45]

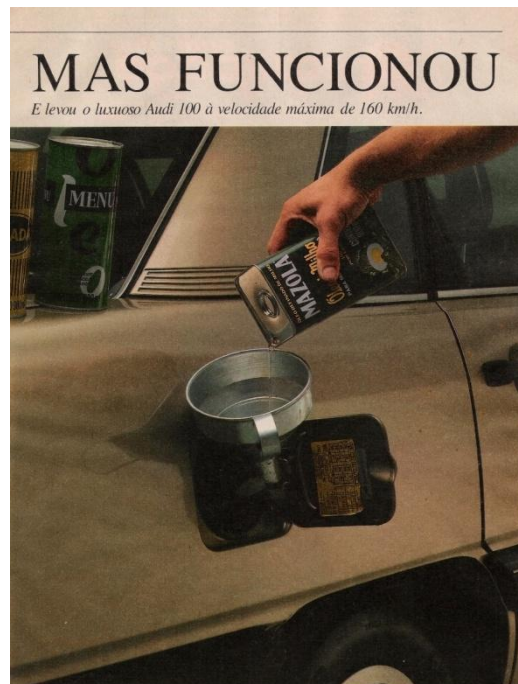


Figura 33 - Abastecimento do veículo com óleo de milho comercial^[45]



Figura 34 - Veículo utilizado nos testes de consumo e desempenho, Audi 100^[45]

Durante toda a década de 80, ápice do pro-álcool, a efervescência de ideias permitiram que soluções das mais criativas fossem testadas para serem possíveis alternativas aos combustíveis dependentes de petróleo. Para veículos leves que empregam gasolina como combustível, o sucesso foi imediato; entretanto, o mesmo não pode ser dito para o óleo diesel.

Primeiros estudos de viabilidade tendo o álcool como alternativa ao óleo Diesel, como este elaborado por Edwin Finch e Adhemar Brandini ^[18], sugeriram algumas modificações no desenho do motor, de forma a explorar o potencial do etanol. As possíveis soluções à época foram:

1. emprego de álcool hidratado, aditivo acelerador de combustão e 1% de óleo de mamona, com modificações nas bombas injetoras devido à baixa viscosidade da mistura;
2. chama piloto com o emprego de 10% a 20% de óleo Diesel, para dar início à queima de 90% a 80% de álcool hidratado, com 1% de óleo de mamona, isto é, injeção duplo combustível (*Dual-fuel*);
3. uso de motores Otto movidos a álcool em substituição a motores Diesel, que pode ser feito de duas maneiras:
 - a) montagem do motor com a parte baixa de um motor Diesel - composta por bloco, pistões, bielas e virabrequim - associada a um cabeçote de ciclo Otto, com entradas para velas de ignição. O resultado prático seria um motor Otto otimizado para o emprego de etanol, com taxas de compressão típicas de um motor a Diesel, em torno de 17:1 a 20:1;
 - b) utilização de um motor Otto veicular leve, já movido a álcool.
4. carburação de álcool como segundo combustível em motores a óleo Diesel, em sistemas turbo-alimentados.

Tabela 4 - Comparação das soluções em realidades distintas

Soluções	Pró-álcool		Cenário Atual	
	Confiabilidade e durabilidade	Versatilidade	Confiabilidade e durabilidade	Versatilidade
1	Possíveis danos ao sistema de bomba injetora	Possibilitava o retorno ao óleo diesel combustível a qualquer momento	Boa. Aditivos otimizadores de viscosidade e ignição são encontrados comercialmente	Alta, ajustes em módulos eletrônicos permitem troca instantânea de combustível
2	Boa. Emprego de circuitos de alta pressão separados para cada combustível	Possibilitava o retorno ao óleo Diesel a qualquer momento	Alta. Controle eletrônico de cada sistema, montagem Duplo combustível (<i>Dual fuel</i>)	Alta
3 a	Alta confiabilidade, otimizado ao etanol apenas	Baixa. Necessitava substituir o cabeçote e montar o motor com a bomba injetora para retornar ao óleo Diesel	Alta. Entretanto, estudos em motores monocombustíveis caíram em desuso em virtude de pesquisas para flex-fuel.	Baixa. Fica difícil de se efetuar <i>retrofit</i> eletrônicos Common Rail, tendo que se montar sistemas mecânicos
3 b	Baixa. Motores de veículos leves não são projetados para aplicações de alta carga, como segmento agrícola	Nenhuma versatilidade, não permitia o emprego de óleo Diesel como combustível	Baixa. Motores automotivos atuais estão na fase do downsizing, menos propensos a trabalhos pesados se comparados àqueles de 30 anos atrás	Nenhuma versatilidade, não permite o emprego de óleo Diesel como combustível
4	Boa, mas motores turbo-alimentados ainda eram realidade distante	Caso montado, permitia a retirada do carburador e o motor trabalhava com apenas óleo Diesel	Alta. Motores turbo alimentados já são presença marcante no segmento agrícola.	Alta.

4.3.1 MATRIZ DE DECISÃO DE PROJETO

Para esta tese de graduação apenas as possíveis soluções 1, 2 e 4 serão alvos de estudo. Idealmente deseja-se obter resultados práticos para as três configurações. Visando compreender qual das alternativas seria melhor, uma matriz de decisão será elaborada, majorando pesos para os principais atributos de um motor para essa aplicação.

A majoração dos pesos dar-se-á em virtude da importância que a aplicação poderá ter em efeitos práticos, caso as soluções sejam absorvidas pelo mercado sucroalcooleiro ou por outras indústrias do segmento.

Tabela 5 - Matriz de decisão

	Desempenho	Confiabilidade e durabilidade	Consumo	Emissões	Custo	Nota
Peso	0.05	0.3	0.4	0.2	0.05	1.0
Solução 1	8 0.40	9 2.7	8 3.2	9 1.8	9 0.45	8.55
Solução 2	9 0.45	10 3.0	7 2.8	7 1.4	7 0.35	8.0
Solução 4	10 0.50	7 2.1	4 1.6	2 0.4	5 0.25	4.85

Como apresentado na matriz de decisão, a escolha principal será feita para a solução 1 e na ocasião será montada uma mistura ternária capaz de atender às exigências de consumo, emissão, confiabilidade, desempenho e custo para esse projeto.

A solução 2 chegou a ser comercializada pelo fabricante Valmet, sendo lançada ao mercado nacional em 1985. A injeção piloto era realizada da forma como ilustrada na figura 39.

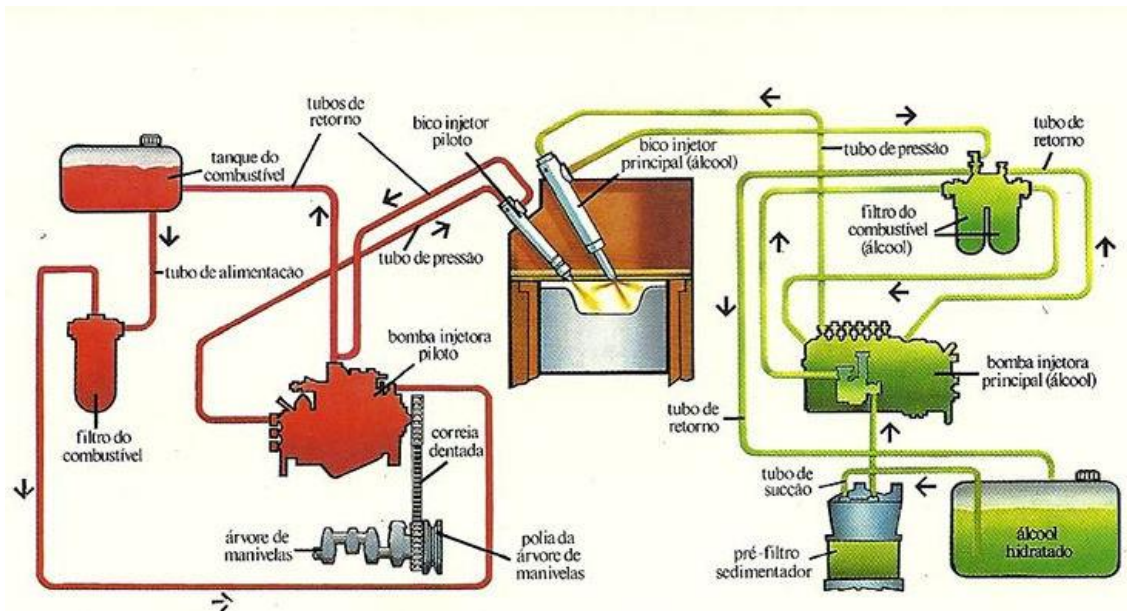


Figura 35 - sistema de injeção piloto Valmet, duplo circuito, injeção de duplo combustível^[38]

Segundo o próprio fabricante, haveria um sistema de dosagem a partir do regime de carga o qual o motor estaria sujeito, de forma a alternar o consumo de cada combustível entre as proporções adequadas. Desta forma, poder-se-ia extrair o máximo de desempenho minimizando o consumo de diesel. Assim, em situações de trabalho pesado onde é necessário o regime de plena carga, o consumo seria majoritariamente de álcool, ao passo que, em regimes de baixa rotação (resposta transiente lenta), o consumo predominante seria de óleo diesel, como ilustrado na figura 40.

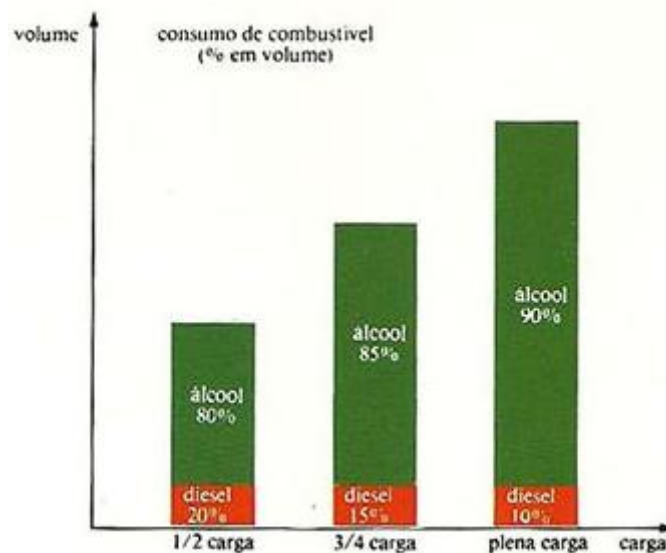


Figura 36 - Consumo x carga de cada combustível^[38]

Não há muitos tratores remanescentes com essa montagem, o que dificulta um estudo mais aprofundado sobre os sistemas de dosagem e transição entre os combustíveis.

Segundo Finch^[18], a solução 1 já estava sendo estudada à época. A mistura proposta consistia de óleo Diesel, acelerador de combustão, álcool e óleo de mamona, e os desafios se davam por conta da obtenção do aditivo acelerador de combustão e do preparo da correta mistura em ambientes agrícolas.

4.3.2 SOLUÇÕES ATUAIS

Conforme comentado na seção 1, o fabricante de veículos pesados Scania está investindo no motor a diesel movido a etanol e já lançou uma linha de caminhões no mercado nacional. Além dessa aplicação, a prefeitura da cidade de São Paulo já está utilizando 50 ônibus na frota de transporte público que empregam uma mistura de E95 com um aditivo otimizador de ignição (5%) em caráter experimental.



Figura 37 - Ônibus equipado com o motor Scania diesel-etanol^[46]

Segundo José D'Elia^[46], as emissões de CO₂ foram reduzidas em 80%, as de particulados em 90% bem como grande redução de CO e hidrocarbonetos. Entretanto, o consumo de combustível aumentou em cerca de 60%.

A vantagem econômica de tais modelos só será perceptível enquanto o etanol em regiões produtoras - como o estado de São Paulo, por exemplo - for significativamente mais barato quando comparado ao óleo diesel.

Outra solução que vem sendo estudada é a tecnologia *Dual-Fuel*. Grandes fabricantes de propulsores tais como a Cummins já dominam tal tecnologia. O outro combustível a ser ignitado é o gás natural, que é admitido pelo motor juntamente com o ar da admissão. A chama inicial é dada pela ignição do óleo diesel (chama piloto).

A exemplo da fabricante Valmet, que iniciou estudos em motores *Dual-Fuel* no Brasil com o etanol, cabe ressaltar que há faixas de interesse que aplica mais óleo diesel que gás natural, dependendo da carga do motor, como visto no gráfico da figura 42.

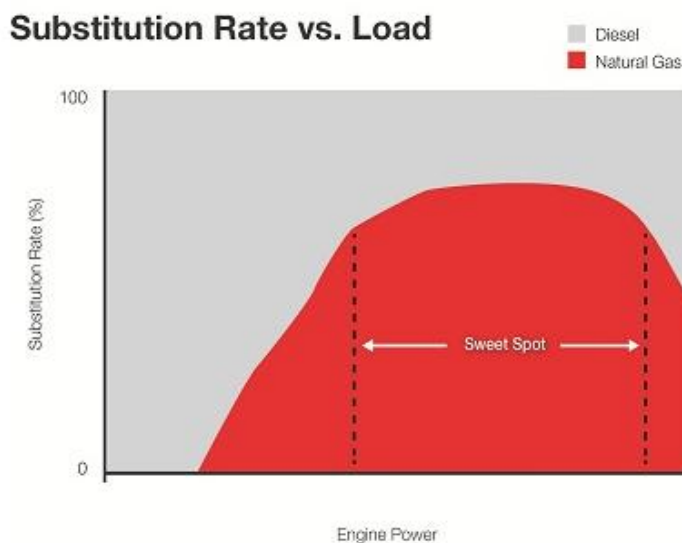


Figura 38 - Porcentagem de substituição x Carga ^[10]

Diferentemente do fabricante Valmet, que utilizava ambas as injeções diretamente na câmara de combustão, a proposta da Cummins se baseia em uma injeção direta de diesel e outra no coletor de admissão do motor.

Dual Fuel Overview

- Mixes natural gas with intake air
- Diesel provides ignition source—no spark plugs
- Diesel start-up, power density and transient performance
- Gas replaces diesel with 50–70% substitution rate

Dual Fuel Operation

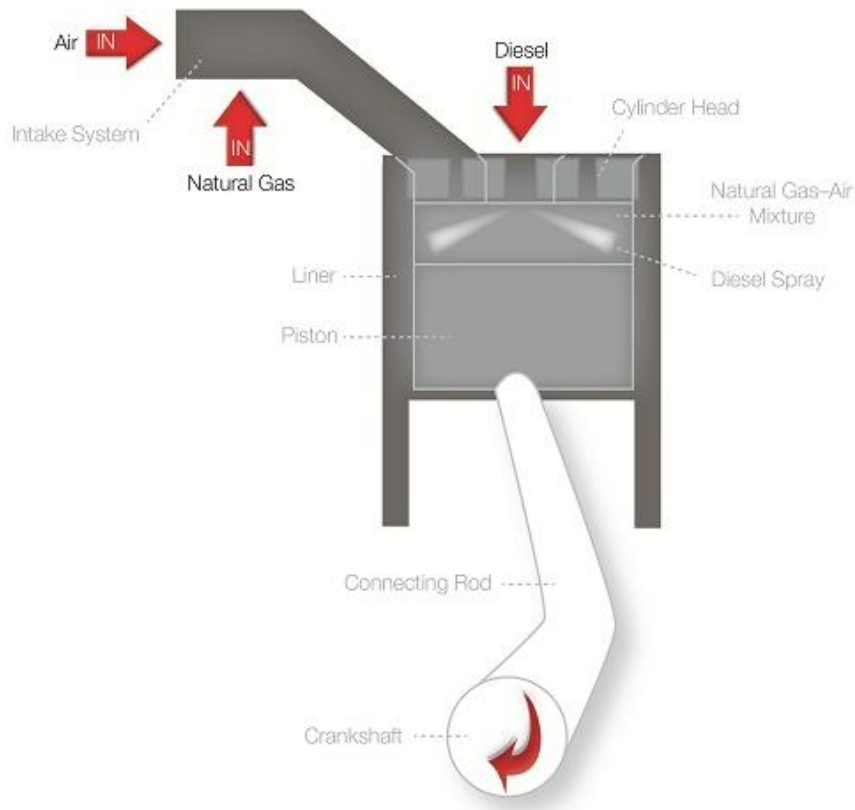


Figura 39 - Sistema Dual-Fuel Cummins, injeção de gás natural no coletor de admissão e injeção direta de óleo diesel ^[10]

4.4 ANÁLISE DE ÓLEOS IN NATURA

Um ponto crucial para a melhor substituição do óleo diesel por uma mistura é a análise final quantitativa dessa mistura, referente aos poderes caloríficos inferior e superior.

O poder calorífico de um combustível é o que determina o quão energético é o combustível. Será tomado como referência o óleo diesel, de forma que a mistura ternária composta por 50% de óleo diesel, etanol e óleo vegetal - esses dois últimos em concentrações mistas até 50% - deverá ter um valor desejável de poder calorífico próximo da referência, ou seja, próximo dos 100% de óleo diesel.

No cenário brasileiro, existem vários óleos vegetais que são possíveis de serem estudados para a mistura ternária, entre eles:

- óleo de soja
- óleo de milho
- óleo de rícino (mamona)
- óleo de dendê (palma)
- óleo de pequi
- óleo de algodão
- óleo de coco

Segundo a figura 40, a produção das oleaginosas está distribuída da seguinte forma pelo território nacional.

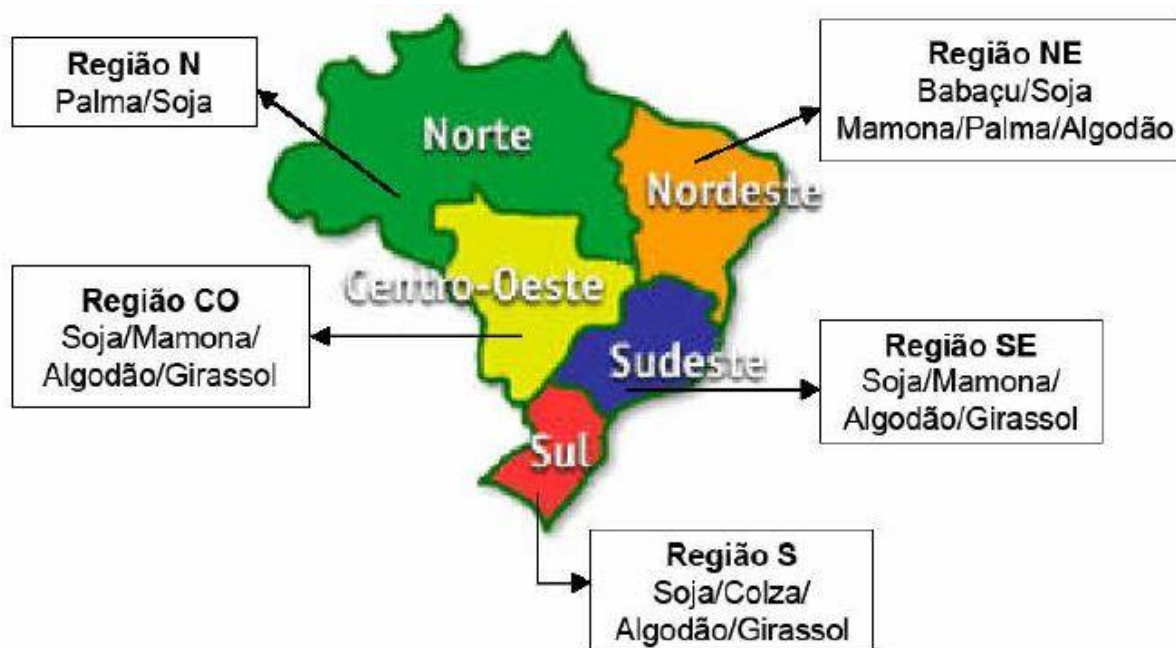


Figura 40 - Regiões produtoras e oleaginosas típicas por região ^[47]

Em virtude das regiões Centro-Oeste e Sudeste possuírem grandes canaviais e o fato de responderem juntas por mais de 80% da produção do etanol combustível nacional, essas são as regiões de interesse para a análise experimental. De fato, conforme o mapa da figura 44 ambas regiões ainda compartilham das produções de oleaginosas iguais, de forma que, para esse estudo os óleos de interesse na mistura ternária serão os óleos de soja, mamona, algodão e girassol.

Dois óleos poderão participar das análises devido à relatos experimentais de sucesso envolvendo a queima dos óleos in natura são o óleo de Pequi, típico da região de Goiás e o óleo de Canola, que é uma variação do óleo de Colza.

O óleo de coco de imediato já é uma opção a ser descartada pois se solidifica abaixo de 25°C. Com isso, durante o processo de aspersão, dependendo das condições ambientes, ele pode se solidificar, de forma que serão aspergidas micro-esferas rígidas¹, causando danos erosivos na cabeça do pistão, podendo até furá-lo como visto na figura 45. Além disso, a alta resistência a fluidez (alta viscosidade) causa danos na bomba injetora e nos demais componentes adjacentes, como tubulações e bicos.



Figura 41 - Pistão erodido^[48]

A título de comparação, se faz pertinente organizar o poder calorífico dos óleos in natura em uma tabela, como disposto na tabela 6.

Tabela 6 - Poder Calorífico Inferior de alguns dos óleos de interesse ^{[56], [57],[58]}

	Óleo de Coco	Óleo de Milho	Óleo de Dendê	Óleo de Pequi	Óleo de Soja	Óleo de Rícino	Óleo de Algodão	Óleo de Girassol
PCI (Kcal/Kg)	9000	8736	8946	9330	9118	8913	8750	9000

¹ Comunicação pessoal, professor Alessandro Borges

4.5 PODER CALORÍFICO EM MISTURAS COMBUSTÍVEIS

Combustíveis são dotados de diversas propriedades de caráter físico-químicas que são determinísticas para o adequado funcionamento no processo de combustão. Um dos atributos de maior importância para as análises nas etapas de conversão de energia química em cinética é o poder calorífico do combustível.

O poder calorífico é, em essência, a quantidade de energia química interna contida em determinada fração de combustível e pode ser discriminado em duas vertentes: poder calorífico inferior (PCI) e poder calorífico superior (PCS).

O poder calorífico inferior (PCI) consiste na quantidade de calor liberada na queima completa 1kg de combustível na qual a água resultante da combustão esteja na fase gasosa.

Formalmente, o poder calorífico superior (PCS) constitui no calor liberado pela combustão de 1kg de combustível, tendo a água resultante do processo na fase líquida.

O poder calorífico inferior é a medida de interesse pois considera a água em estado gasoso. Em misturas etanol-gasolina, o PCI pode ser aproximado através de média ponderada entre os combustíveis. Para a mistura diesel-etanol-óleo vegetal também será aproximado através da média ponderada, como na equação 22:

$$PCI \text{ da mistura} = \frac{\% \text{ diesel} \cdot PCI_{\text{diesel}} + \% \text{ etanol} \cdot PCI_{\text{etanol}} + \% \text{ ov} \cdot PCI_{\text{ov}}}{100\%} \quad \text{Eq. 22}$$

4.6 MISTURAS PARA ENSAIO

Para o ensaio experimental, as misturas ternárias tem como fator limitante a miscibilidade do etanol com com óleo diesel e óleo vegetal.

O óleo diesel - assim como a gasolina - não é uma substância pura; o diesel é um composto de óleos de enormes cadeias de carbono-hidrogênio. A fórmula química comum^[50] é $C_{12}H_{23}$, geralmente variando de $C_{10}H_{20}$ a $C_{15}H_{28}$. A enorme cadeia do óleo diesel confere ao mesmo um forte caráter apolar.

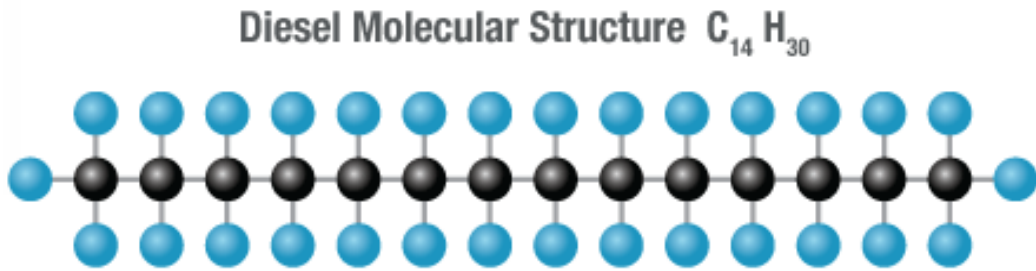


Figura 42 - Estrutura molecular do Diesel, C₁₄H₃₀ ^[19]

Pelo fato do diesel ser um *blend* combustível e depende do tipo de cadeia presente, propriedades como poder calorífico, densidade (massa específica) e índice de cetano são aproximados.

Em relação aos óleos vegetais, esses podem ser caracterizados como sendo gorduras formadas por triglicerídeos, sendo insolúveis em água.

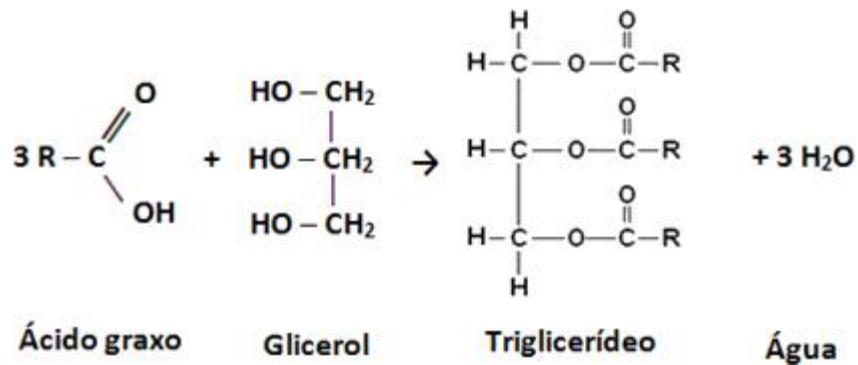


Figura 43 - Formação de triglicerídeo ^[20]

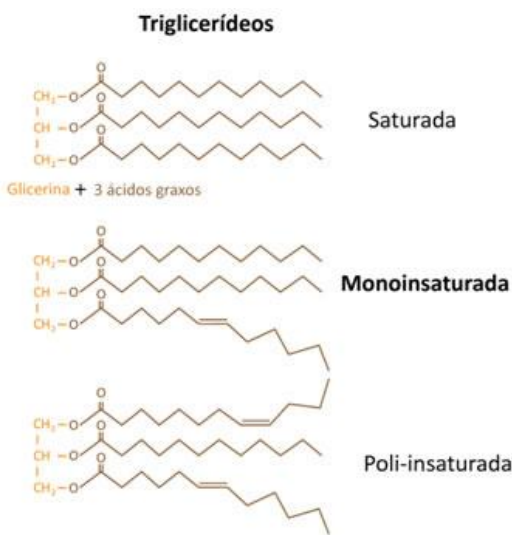


Figura 44 - Longas cadeias de carbono, forte caráter apolar ^[20]

Óleos vegetais possuem afinidade química com o próprio óleo diesel; entretanto, o mesmo não pode ser dito sobre o etanol.

O etanol é um álcool de fórmula C_2H_5OH , substância pura e polar tendo propriedades bem definidas, tais como número de octano, número de cetano e densidade (massa específica).

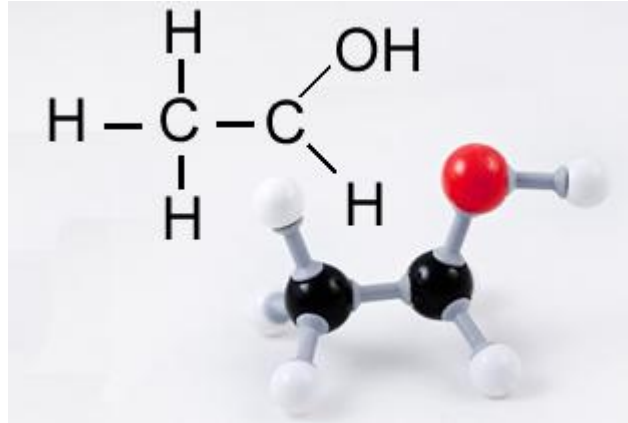


Figura 45 - Ilustração com destaque ao caráter polar do etanol^[21]

As misturas desejáveis para esse projeto tem um limiar fixo de 50%, ou seja, é desejável que se mantenha 50% de óleo diesel e avaliar a influência que o porcentual restante da mistura tem sobre o motor de bancada experimental.

Estudos como o de Blumberg e Ford ^[27] que avaliaram ganhos de desempenho e emissões para misturas binárias que variavam entre 30% até 50% de óleo vegetal por volume. Segundo eles, algumas dessas misturas acarretavam em problemas a longo prazo como depósitos de carbono nas válvulas e no cabeçote, desgaste na parede dos cilindros e uma goma pastosa nas linhas de combustível, como visto na figura 50.



Figura 46 - Depósitos na válvula a direita

Schinstock^[28] empregou misturas de óleo de soja com óleo diesel e óleo de girassol com diesel, ambos na proporção em volume de 25% de óleo vegetal para 75% de diesel. Para essas misturas, os valores de torque obtidos foram maiores que o experimentado com óleo diesel puro.

Um outro óleo avaliado em um estudo mais amplo por Hemmerlein (1991)^[28] foi o óleo de canola. O teste consistiu de seis motores dispostos em bancada dinamométrica, equipados com analisadores de gases. Em relação à queima somente com o óleo diesel, em cinco dos seis motores as emissões de NO_x foram menores e houve ganhos significativos no torque e potência. Entretanto, as emissões de hidrocarbonetos e óxidos de carbono foram piores, assim como em quatro dos 6 motores apresentaram problemas de confiabilidade mecânica.

Altin (2001)^[29] também estudou o efeito do uso de óleos *in natura* substituição parcial de óleo diesel. Devido à alta viscosidade, um aparato de aquecimento foi necessário ser desenvolvido antes do óleo atingir a bomba de injeção e os injetores, para evitar que problemas pudessem ocorrer nesses dispositivos. Segundo Altin (2001)^[29], a temperatura ideal para a mistura antes da injeção foi de 80°C.

Um outro argumento corrobora que problemas podem ocorrer no processo de combustão devido à viscosidade elevada de óleos *in natura*. A etapa imediatamente anterior ao processo de combustão é a de injeção, assim, a caracterização do spray da mistura foi estudado por Msipa 1983 e os resultados apontaram de imediato uma relação entre viscosidade e penetração; quanto maior for a viscosidade dos óleos, no caso óleos *in natura*, mais difícil será a atomização e menor será a penetração na câmara.

O trabalho de Geller (2003)^[31] se baseou na investigação proposta por Msipa (1983) a partir da criação de um parâmetro chamado fator de atomização 'k'. Esse fator de atomização é um bom dado comparativo ao tentar se aproximar uma mistura (entre óleo diesel e óleo vegetal) ao óleo diesel puro. O fator 'k' pode ser descrito pela equação 23.

$$k = \left[\frac{\rho_L \cdot We_L}{\rho_{gas} \cdot Re_L} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 23}$$

onde:

- ρ_L : densidade(massa específica) do combustível
- ρ_{gas} : densidade(massa específica) do ar interno à câmara de combustão
- We_L : número de Weber do combustível
- Re_L : número de Reynolds do combustível

Para Can (2004)^[26], a maior vantagem de uma mistura ternária contendo etanol é a facilidade de implementação com pequenos ajustes no motor de ciclo diesel. Entretanto, devido a baixa miscibilidade, é sugerido que se aplique aditivo a base de isopropanol, de forma que para cada 1% de aditivo se torna possível uma mistura de 10 a 20% de etanol no óleo diesel.

Conforme já citado nessa seção as limitações práticas já pesquisadas, as misturas propostas para as análises experimentais estão dispostas na tabela 7.

Tabela 7 - Misturas em parâmetros conservadores

Óleo	Solução 1 - Mistura ternária		
Soja (comercial)	5% etanol 10% soja 85% diesel	10% etanol 15% soja 75% diesel	15% etanol 20% soja 65% diesel
Mamona (Rícino degomado)	5% etanol 10% mamona 85% diesel	10% etanol 15% mamona 75% diesel	15% etanol 20% mamona 65% diesel
Algodão (puro e filtrado)	5% etanol 10% algodão 85% diesel	10% etanol 15% algodão 75% diesel	15% etanol 20% algodão 65% diesel
Girassol (comercial)	5% etanol 10% girassol 85% diesel	10% etanol 15% girassol 75% diesel	15% etanol 20% girassol 65% diesel
Pequi	5% etanol 10% pequi 85% diesel	10% etanol 15% pequi 75% diesel	15% etanol 20% pequi 65% diesel

As misturas contidas na tabela 7 serão as primeiras para seguirem as análises descritas na seção 5. Caso os resultados preliminares sejam proveitosos, as misturas poderão sofrer incrementos nas porcentagens de óleo vegetal e de etanol até chegarem ao limite conservador de 50%.

5 METODOLOGIA E APARATO EXPERIMENTAL

Este capítulo informa todos os ensaios químicos propostos, a disposição da bancada de testes para caracterização do spray das misturas ternárias e a bancada dinamométrica.

5.1 ENSAIOS LABORATORIAIS PARA AS MISTURAS COMBUSTÍVEIS

Com o intuito de observar as peculiaridades entre cada mistura combustível quando do funcionamento do motor, alguns testes deverão ser realizados para atestar a viabilidade das misturas ternárias combustíveis. Em ordem, as características principais das misturas que deverão ser comparadas com óleo diesel S500 são:

1. Mistura homogênea, sem separação de fase;
2. Viscosidade da mistura;
3. Densidade;
4. Tensão superficial; e
5. Número de cetano;

Primeiramente, para que se obtenha a melhor qualidade de mistura possível é desejável que a mesma não apresente separação de fase. As separações de fase ocorrem devido à baixa miscibilidade entre fluidos polares e apolares, no caso o etanol e os óleos (diesel e vegetal) respectivamente. Os estudos comentados na seção 4.6 afirmam que há intervalos seguros de mistura que podem ser implementados sem que haja separação de fase, desde que a mistura não fique exposta a umidade, pois a água em contato com o etanol facilita tal separação.

Em ordem, o segundo fator preponderante é a viscosidade devido às características construtivas do motor, que devem ser respeitadas. Em um motor do ciclo Diesel de injeção mecânica, os componentes mais afetados quando da utilização do próprio óleo diesel - de baixa qualidade - são a bomba injetora (de alta pressão) e os bicos injetores. Os defeitos mais comuns apresentados devido às mudanças de viscosidade no combustível variam de situações que envolvem sobre-esforço na bomba injetora, entupimento ou mal funcionamento nos bicos injetores, ou ainda, podendo resultar em aumentos de temperatura na câmara de combustão, corroborando para o aparecimento de um fenômeno de carbonização.

Segundo o Manual de tecnologia automotiva Bosch^[22], há uma relação entre o valor calorífico de um combustível apto a ser utilizado em motores de ignição por compressão e a densidade desse combustível, de tal forma que combustíveis de maiores valores de densidade possuem maiores valores caloríficos. Além disso, densidades mais altas tendem a levar a maior emissão de particulados, ao passo que densidades menores tendem a reduzir o desempenho do motor. Deve-se salientar que alterações pontuais no mecanismo de injeção deverão ser feitas visando adequar o motor às novas características da mistura.

Tabela 8 - Relações entre a densidade e demais propriedades

Densidade	Poder calorífico	Emissão de particulados	Desempenho do motor
↑	↑	↑	↑
↓	↓	↓	↓

Há uma necessidade em se determinar o número de cetano da mistura, de forma que esse é o indicador principal da qualidade do combustível.

A determinação da temperatura de solidificação (temperatura de fluidez) se faz necessária em virtude de possível sedimentação da mistura - ou de parte dela caso separe fase. Cabe ressaltar que a investigação de tais parâmetros poderá servir à experimentação em lugares com médias de temperaturas mais baixas onde há maior suscetibilidade para sedimentação e tal efeito não é desejável.

Estados	jan	fev	mar	abr	mai	jun	jul	ago	set	out	nov	dez
SP, MG, MS	12 °C			7 °C	3 °C				7 °C	9 °C	12 °C	
DF, GO, MT, ES, RJ	12 °C			10 °C	5 °C				8 °C	10 °C	12 °C	
RS, SC, PR	10 °C			7 °C	0 °C					7 °C	10 °C	

Figura 47 - Temperatura de fluidez de alguns estados brasileiros, mês a mês^[23]

5.1.1 ENSAIOS LABORATORIAIS PRELIMINARES

Os ensaios laboratoriais foram feitos no Laboratório de Química do campus FGA da Universidade de Brasília, onde foram disponibilizados as vidrarias necessárias para a realização dos experimentos.

Materiais empregados no laboratório:

- balança de precisão
- balão volumétrico
- béqueres de 50ml e 100ml
- bureta graduada de 50ml
- provetas graduadas de 50 ml e 100ml

As misturas ternárias inicialmente propostas constituiriam de algum óleo vegetal acrescido de álcool etílico e óleo diesel S500. Foram considerados os seguintes óleos vegetais para atestar se era possível a mistura e, caso possível, a mistura não deveria destoar de algumas características alvo de interesse do óleo diesel, este tido como referência.

- óleo de pequi
- óleo de soja (comercial)
- óleo de milho (comercial)
- óleo de rícino
- óleo da polpa de macaúba

O primeiro critério analisado foi a separação de fase. Dessa forma, misturas com baixo percentual de óleo vegetal e etanol que já separaram fase foram de imediato descartadas; com o aumento dos percentuais desses componentes, a separação ficava ainda mais evidente, não sendo portanto útil para uma mistura combustível homogênea de interesse.



Figura 48 - Separação de fase para o óleo de pequi

A estratégia para a verificação das misturas foi a seguinte:

1. Determinação de um volume correspondente a 100% da mistura. Na ocasião, 50 ml é o volume total final de mistura;
2. Preencher provetas contendo os volumes correspondentes às frações de cada componente, frações relativas a 50 ml;
3. Misturar as frações estimadas de óleo diesel e óleo vegetal primeiramente em um béquer graduado;
4. Adicionar a fração de etanol restante à mistura;
5. Observar o limite de transição no qual há uma tendência à separação de fase; e
6. Caso não separe fase, realizar incrementos graduais de álcool anidro e verificar o comportamento.

Foram inicialmente feitas as seguintes tentativas com álcool hidratado, obtido em posto de combustível

- A10Pequi15D75
- A10Milho15D75
- A10Soja15D75

Em todas essas amostras houve separação de fase, o que inicialmente foi creditado ao fato do etanol ser hidratado. Foram realizadas as misturas então com álcool anidro etílico (AA) 99,5%, produzido pela usina Jalles Machado, nome comercial Itajá, mas também ocorreu separação de fase. Dessa forma, essas misturas estariam descartadas para dar continuidade aos ensaios seguintes de viscosidade, tensão superficial, caracterização de spray, determinação do índice de cetano e de motor.

A ficha técnica do álcool anidro Itajá está disponível na seção de referências bibliográficas^[67].



Figura 49 - Separação de fase, óleo de milho comercial

As misturas contendo macaúba (10AA15Mac75D e 5AA10Mac85D) apresentaram caráter estável.

Foi testada uma outra proporção da mistura contendo macaúba, mas verificou-se que em altos percentuais não é possível realizar uma emulsão estável, mesmo aditivando a mistura com oleína, fornecido pela indústria química Miracema-Nuodex.

Tabela 9 - Panorama das misturas ensaiadas

Misturas Ternárias		
Óleo Vegetal	Composição	Observações
Pequi	10% AA 15% Pequi 75% Diesel	Não foram tentadas outras misturas pois além de separar fase o pequi se mostrou muito espesso (alta viscosidade)
Soja	10% AA 15% Soja 75% Diesel	Separação de fase em qualquer percentual
Milho	10% AA 15% Milho 75% Diesel	Separação de fase em qualquer percentual
Macaúba	5% AA 10% Macaúba 85% Diesel (Mistura 0)	Apresentou pequenas bolhas na amostra
	10 % AA 15% Macaúba 75% Diesel (Mistura 1)	Possui maior substituição da matriz mineral para esse óleo, mistura estável
Rícino	15% AA 35% Rícino 50% Diesel (Mistura 2)	Substituição da matriz mineral em 50%
	12,5% AA 12,5% Rícino 75% Diesel (Mistura 3)	Também substitui a matriz mineral em 25%.
	33,4% AA 25% Rícino 41,6% Diesel (Mistura 4)	Começou como uma mistura 11,1AA33,3R55,5D e foram realizados sucessivos aumentos de álcool até chegar na mistura ensaiada
	10% AA 30% Rícino 60% Diesel (Mistura 5)	Em temperatura ambiente, mistura apresenta caráter ligeiramente mais viscoso que as demais

A mistura 0, citada na tabela 8 foi descartada pois apresentou a presença de pequenas bolhas, denotando certo teor de instabilidade. Além disso, a mistura substitui 15% do óleo Diesel; o cenário das outras misturas no tocante à substituição parcial se mostra mais favorável, com percentuais que variam de 25% a 58,4% em frações volumétricas.

As misturas de 1 a 5 são agora denominadas misturas de interesse; sendo assim, serão conduzidas a outros testes.

5.1.2 MASSA ESPECÍFICA DAS MISTURAS DE INTERESSE

A massa específica das misturas foi determinada com o auxílio dos seguintes instrumentos:

- balões volumétricos de 25 ml e 50ml;
- balança de precisão;
- provetas graduadas;

Inicialmente foram tiradas as taras dos balões volumétricos na balança de precisão. Ao verter as misturas até a linha do menisco do balão, contendo 25 ml ou 50 ml, voltou-se a medir a massa de cada mistura.

Tabela 10 - Massa específica para as misturas de interesse

Misturas	Massa aferida (g) \pm 0,001	Volume (ml) \pm 0,001	Massa específica ρ (g/cm ³) \pm 0,001
10%AA15%Macaúba75%Diesel (Mistura 1)	21,350	25	0,8540
15%AA35%Rícino50%Diesel (Mistura 2)	21,470	25	0,8588
12,5%AA12,5%Rícino75%Diesel (Mistura 3)	21,183	25	0,8473
33,4%AA25%Rícino41,6%Diesel (Mistura 4)	42,253	50	0,8450
10%AA30%Rícino60%Diesel (Mistura 5)	21,693	25	0,8677

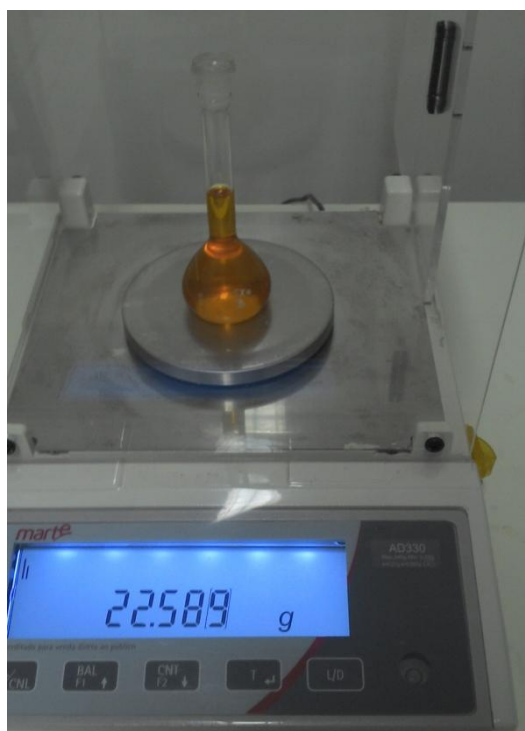


Figura 50 - exemplo de medição da massa específica

5.1.3 VISCOSIDADE DAS MISTURAS DE INTERESSE

A viscosidade das misturas foi possível de ser aproximada pelo escoamento das misturas em buretas graduadas, referenciada a partir da viscosidade de uma substância conhecida, na ocasião a água destilada. Os materiais utilizados estão listados a seguir:

- buretas graduadas de 50ml;
- béqueres de 50 ml e 100 ml;
- água destilada;
- misturas 1, 2, 3, 4 e 5;
- cronômetro digital
- termômetro de mercúrio

Foram realizadas 3 medições de tempo para cada uma das 5 misturas e para a referência (água destilada); o tempo considerado foi o escoamento em uma coluna de 30ml, definida em intervalos na bureta.



Figura 51 - Ensaio de viscosidade e marcas de referência na bureta

Tabela 11 - Medições, tempos, médias e desvios

Misturas	Número da medição	Tempo (s) \pm 0,01 s	Média (s) \pm 0,01 s	Desvio padrão
10% AA 15% Macaúba 75% Diesel (Mistura 1)	1	13,29	12,97	0,60
	2	13,28		
	3	13,36		
15% AA 35% Rícino 50% Diesel (Mistura 2)	1	23,14	23,15	0,01
	2	23,16		
	3	23,15		
12,5% AA 12,5% Rícino 75% Diesel (Mistura 3)	1	12,62	12,66	0,05
	2	12,72		
	3	12,65		
33,4% AA 25% Rícino 41,6% Diesel (Mistura 4)	1	09,94	09,96	0,04
	2	10,01		
	3	09,94		
10% AA 30% Rícino 60% Diesel (Mistura 5)	1	23,67	23,64	0,03
	2	23,61		
	3	23,65		
Água Destilada (referência)	1	07,72	07,69	0,06
	2	07,75		
	3	07,62		

A viscosidade das misturas pôde ser aproximada pela equação 24, que relaciona a massa específica da mistura de interesse ($\rho_{mistura}$), o tempo de escoamento de tal mistura ($t_{mistura}$), a massa específica da água destilada e seu tempo de escoamento.

Segue que:

$$\frac{\eta_{mistura}}{\eta_{\text{água dest}}} = \frac{\rho_{mistura}}{\rho_{\text{água dest}}} \cdot \frac{t_{mistura}}{t_{\text{água dest}}} \quad \text{Eq. 24}$$

Substituindo os valores encontrados no ensaio de densidade, foram obtidos os seguintes resultados para a viscosidade dinâmica (cP). Para a conversão em viscosidade cinemática (cSt), deve-se utilizar a equação 25:

$$\eta_{\text{cinemática}} = \frac{\eta_{\text{dinâmica}}}{\rho_{mistura}} \quad \text{Eq. 25}$$

Tabela 12 - Viscosidades encontradas para as misturas de interesse, à temperatura ambiente

Misturas	$\eta_{mistura}$ (cP)	$\eta_{mistura}$ (cSt)
10%AA15%Macaúba75%Diesel (Mistura 1)	1,44	1,69
15%AA35%Rícino50%Diesel (Mistura 2)	2,59	3,01
12,5%AA12,5%Rícino75%Diesel (Mistura 3)	1,39	1,65
33,4%AA25%Rícino41,6%Diesel (Mistura 4)	1,09	1,29
10%AA30%Rícino60%Diesel (Mistura 5)	2,67	3,08

A partir da tabela 12, foram definidas misturas de interesse para que fosse dado prosseguimento com o estudo. Dessa forma, devido às potencialidades de substituição do óleo diesel mineral, foram escolhidas duas misturas de mesma porcentagem volumétrica de óleo diesel (10AA15Mac75D e 12,5AA12,5Ríc75D), uma mistura que substitui em até 50% o óleo mineral (15AA35Ríc50D) e outra com grande teor de álcool (33,4AA,25Ríc41,6D). A mistura 5 não prosseguiu no estudo em virtude de apresentar maior viscosidade, o que poderia comprometer componentes do motor, principalmente o sistema de bomba e bicos injetores.

5.1.4 TENSÃO SUPERFICIAL DAS MISTURAS DE INTERESSE

As misturas 1 e 2 foram escolhidas para serem utilizadas na bancada de spray e posterior caracterização, que incluem a análise do perfil de injeção, a máxima penetração, a zona de quebra secundária e o ângulo do cone, ou seja, as similaridades e peculiaridades quando comparados ao diesel S500.

A determinação da tensão superficial se faz necessária para que seja possível obter dados como números de Weber e de Ohnesorge, de forma a compreender sob qual regime há a atomização do combustível.

A metodologia utilizada para esse experimento foi o método do peso da gota. A temperatura recomendada para o fluido durante o ensaio é em torno de 20°C. O método consiste de uma comparação entre a massa de 10 gotas da mistura de interesse e 10 gotas de água destilada, conforme descrito na equação 26.

$$\frac{m_{\text{água}}}{m_{\text{mistura}}} = \frac{\sigma_{\text{água}}}{\sigma_{\text{mistura}}} \quad \text{Eq. 26}$$

Este é um método bastante prático que permite agilidade na determinação da tensão superficial. Os valores obtidos foram comparados com o obtido na literatura para o combustível diesel S500 comercial.

5.1.5 ENSAIO PARA DETERMINAÇÃO DO ÍNDICE DE IODO

A determinação do índice de iodo na amostra tem a finalidade posterior de obtenção do índice de cetano.

O ensaio foi realizado exclusivamente pelo professor Marcelo Bento e seu auxiliar Yuri (ambos do campus FGA) para melhor repetibilidade e rapidez com o manuseio dos reagentes.

Os reagentes para esse ensaio são:

- Tiosulfato de sódio ($\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$)
- Amido solúvel
- Iodeto de potássio
- Clorofórmio
- Solução de Wijs
- Solução de iodeto de potássio a 15% m/v

- Solução de indicador de amido a 1% m/v
- Solução de tiosulfato de sódio a 0,1 M

O procedimento estabelecido na literatura^[65] consiste nas seguintes etapas:

- 1) Medição de aproximadamente 0,25g da substância em Erlenmeyer de 500 ml;
- 2) Adição de clorofórmio à amostra;
- 3) Transferir com uma bureta 25 ml da solução de Wijs ao Erlenmeyer;
- 4) Submeter a mistura a uma agitação com movimento de rotação;
- 5) Após homogeneizada, deixar em repouso ao abrigo da luz e à temperatura ambiente por 30 minutos;
- 6) Adicionar 10 ml da solução de iodeto de potássio a 15% e 100 ml de água recentemente fervida e já fria;
- 7) Titular com solução de tiosulfato de sódio 0,1 M até o surgimento de uma leve solução amarela; e
- 8) Adicionar 1 a 2 ml de solução indicadora de amido 1% e continuar a titulação até o desaparecimento da cor azul.

Para as etapas citadas, é necessário preparar uma determinação em branco, isto é, uma referência. Na amostra em branco, a referência será o quanto de tiosulfato de sódio foi gasto na titulação.

O índice de iodo (I.I.) será dado pela equação 27:

$$\frac{(V_b - V_a) \cdot M \cdot 12,69}{P} \quad \text{Eq. 27}$$

onde:

- V_b : volume (ml) de tiosulfato de sódio gasto na titulação do branco;
- V_a : volume (ml) de tiosulfato de sódio gasto na titulação da amostra;
- M : molaridade da solução de $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$. Na ocasião foi de $0,0093 \text{ mol.L}^{-1}$; e
- P : massa da amostra (mg).

5.2 BANCADA DE TESTE DE INJETORES

Os testes de spray foram efetuados no campus FGA da Universidade de Brasília, onde foram disponibilizados os seguintes materiais para os ensaios:

- Régua metálica graduada;
- Bancada para testes de bicos injetores Common Rail Tecnomotor TM507-1;
- Bico injetor Mercedes-Benz A611.070.16.87;
- Caixa coletora e câmara escura para verificação do spray;
- Lâmpada estroboscópica; e
- Exaustor e tubulação para ventilação do spray.

Os ensaios de spray são o cerne desta pesquisa. O perfil de injeção das misturas utilizadas foi possível de ser demarcado através da coleta de imagens e posterior pós-tratamento das mesmas.

O aparelho Tecnomotor TM507-1 é apenas um dispositivo comercial de testes para verificação da vazão, estanqueidade e resposta do bico injetor específico para o aspecto de manutenção veicular, não sendo portanto destinado ao uso na caracterização do spray.

SILVA, Jamil Lima da^[61] utilizou o dispositivo e construiu um arranjo que fosse posicionado ao lado da máquina, de forma que fosse reversível, sem comprometer o equipamento principal. O conjunto foi utilizado por SILVA^[61] também para caracterização do spray, porém com combustíveis e enfoques distintos. Naquela pesquisa, o autor criou modificações à máquina para que fosse possível a visualização do spray para então caracterizá-lo a contento. Tais modificações criadas por ele foram utilizadas neste trabalho.

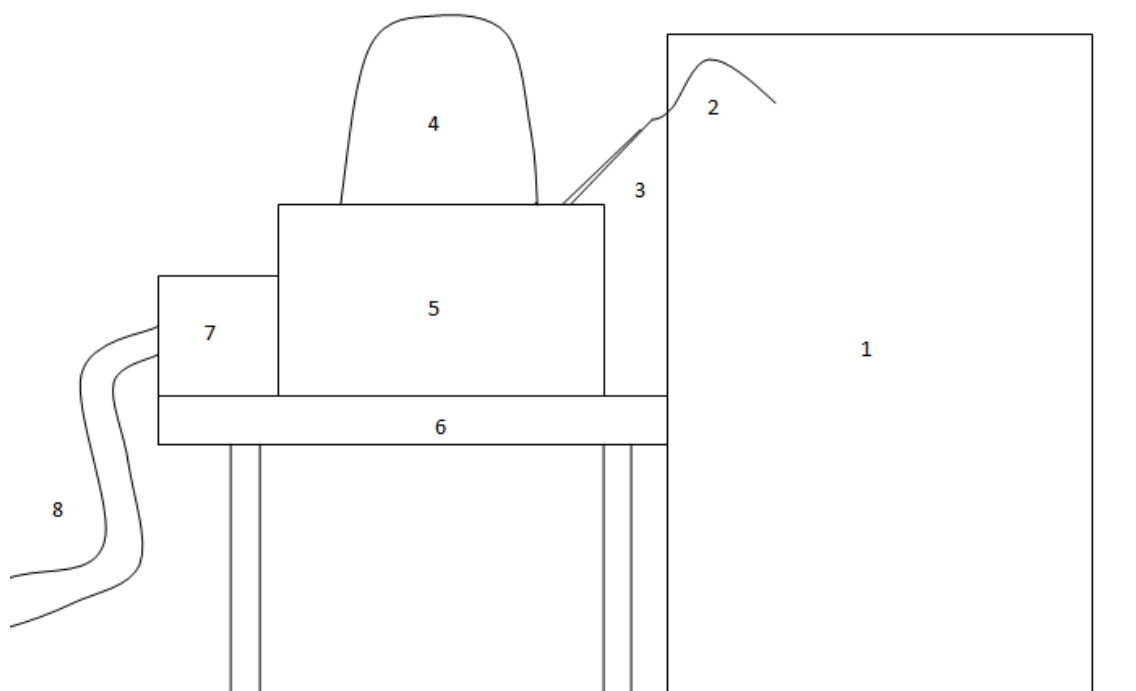


Figura 52 - Desenho esquemático da montagem experimental

Componentes enumerados na figura 51 que compõem a bancada de spray:

1. Aparelho Tecnomotor TM507-1;
2. Tubulação de combustível adaptada na linha de alta pressão;
3. Bico injetor Mercedes-Benz A611.070.16.87, número Bosch 044.511.0190;
4. Câmara escura;
5. Caixa coletora de óleo e referencial de injeção;
6. Mesa de suporte;
7. Exaustor centrífugo;
8. Tubulação de exaustão de vapores; e
9. Lâmpada estroboscópica.

Foi feita uma adaptação na linha de alta pressão da bancada Tecnomotor TM507-1 de tal forma que o bico injetor fosse posicionado externo à máquina. Tal modificação foi necessária para permitir uma melhor visualização do spray, evitando ao máximo a presença de névoa. Caso o bico fosse montado na posição original, isto é, nos reservatórios cilíndricos da máquina, a névoa não permitiria a visualização do perfil de injeção, não permitindo portanto a determinação das propriedades de penetração e ângulo de spray.

O bico foi então posicionado fora à máquina e montado inclinado em relação ao reservatório coletor de óleo, em uma inclinação aproximada $\theta_1 \sim 105^\circ$. Tal valor é decorrente do ângulo que a saída do orifício do bico tem em relação ao corpo do bico, como pode ser visto na figura 53. Com essa inclinação, é possível aproximar a trajetória do jato 1 de uma superfície paralela, sendo esta uma superfície de vidro colada na face superior do reservatório de coleta, conforme ilustrado na figura 54.

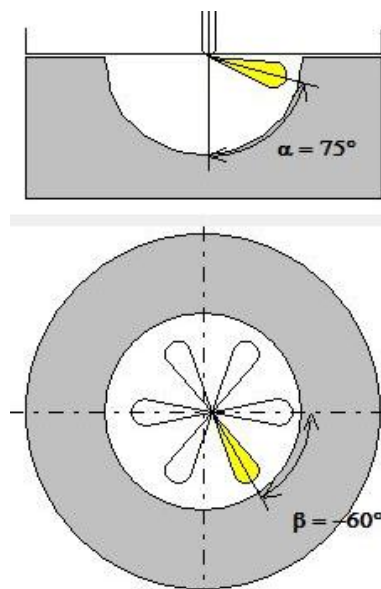


Figura 53 - 6 orifícios no bico Mercedes-Benz utilizado tendem a ter o seguinte perfil na câmara. Apenas 1 jato foi utilizado para a caracterização

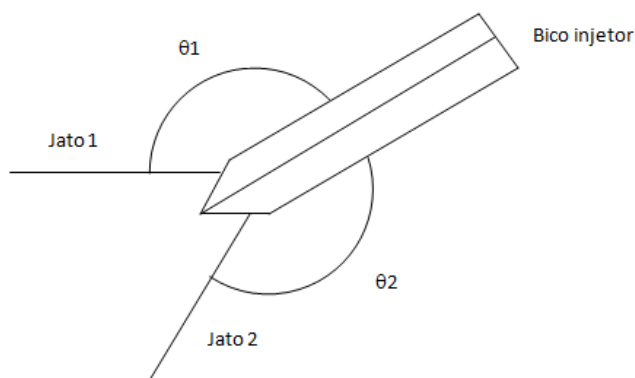


Figura 54 - Jato 1 aproveitado para a caracterização

Foi posicionado um ventilador centrífugo acoplado a uma mangueira para que fosse possível dissipar a névoa formada durante as injeções.

A figura 54 contempla um desenho esquemático em vista superior da bancada proposta por SILVA^[61] utilizada também nesse trabalho.

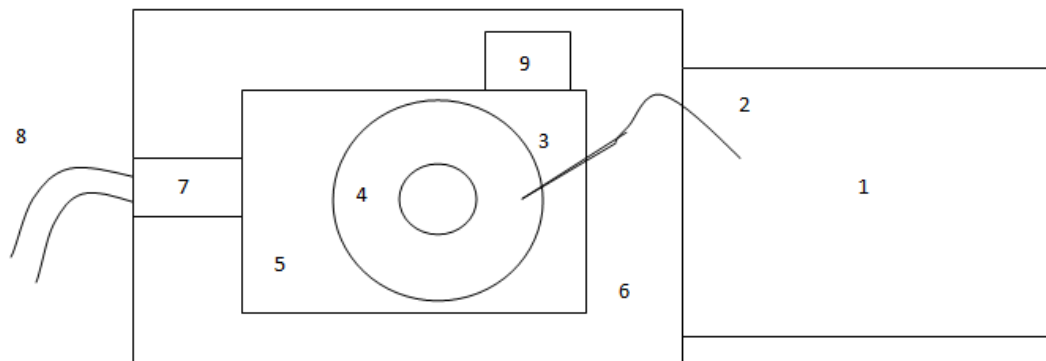


Figura 55 - Vista esquemática superior da bancada montada por SILVA^[61]. Item numero 9 é a lâmpada estroboscópica.

A câmera fotográfica foi posicionada no orifício localizado na câmara escura em 4. As câmeras utilizadas foram empregadas em dois modos distintos: modo vídeo e modo de fotos sequenciais. As capturas que ficassem melhor em algum dos modos seriam utilizadas para a caracterização do spray.

Com o auxílio de uma lâmpada estroboscópica, é possível impressionar o spray combustível visando realçar os contornos para uma melhor captura de imagem pela câmera fotográfica.

Conforme ocorrem as injeções, é possível verificar a trajetória, os ângulos entre os sprays provindos de cada orifício e medir, com o auxílio de softwares de computador e tratamentos de imagem a penetração máxima do spray.



Figura 56 - Bico para teste

5.3 FOTOGRAMETRIA E TÉCNICAS DE MEDIÇÃO

Através do auxílio de duas câmeras de alta resolução e *flash* estroboscópico, pretende-se determinar o comprimento do jato da mistura ternária e validá-la através de alguma das metodologias conhecidas apresentadas.

A presença de softwares de tratamento de imagem bem como de medição permitem que sejam determinados parâmetros de interesse como a profundidade da penetração do spray e o ângulo do spray.

Câmeras utilizadas:

- Câmera de 21 MP (3936 x 5248) disponível no celular Motorola Moto Maxx; e
- Câmera DSLR Nikon D3100, sensor de 14,2 MP, lente Nikkor de 18 a 55mm.

Após a coleta das imagens e transferência para o computador, foi possível realizar um tratamento para a determinação da máxima penetração $S(t)$ e do ângulo do cone do spray. O software de maior uso foi o Autodesk® Pixlr.

A régua posicionada na caixa coletora permitiu que se parametrizasse a fotografia a partir de dois pontos conhecidos na escala, ou seja, tendo dois pontos legíveis na escala da régua, é possível determinar a máxima penetração $S(t)$.

5.4 INSPEÇÃO GERAL DO MOTOR DE BANCADA

Afim de colher os melhores resultados experimentais possíveis, é necessário que seja feita uma inspeção geral no motor a ser utilizado. Os ensaios de inspeção foram feitos no bloco G do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília, campus Darcy Ribeiro.

Logo nos primeiros ensaios realizados para traçar a curva de referência do óleo diesel, o motor apresentou falha em dois selos d'água do bloco. Somado a isso, existia algum ponto desconhecido de falsa entrada de ar, o que não estava permitindo que o turbocompressor pressurizasse por completo e culminando no funcionamento instável do motor.

Uma verificação que se faz pertinente é a análise da superfície dos pistões e o estado da câmara de combustão com o auxílio de um boroscópio.

O boroscópio consiste de uma câmera montada em uma sonda flexível que permite o acesso a partes internas do motor. As imagens da câmera são indicadas em um visor de forma

que seja possível a visualização de componentes internos sem que tenha a necessidade de desmontagem de subconjuntos do motor como o cabeçote, por exemplo.



Figura 57 - Ilustração do Funcionamento do boroscópio ^[52]

Por orientação do técnico do laboratório de motores do bloco G, campus Darcy Ribeiro, não foi possível realizar os ensaios de verificação com o boroscópio antes da queima das misturas, pois haveria o risco de ocorrer algum problema mais sério durante a desmontagem dos bicos o que inviabilizaria os ensaios posteriores.

Ao final da queima de todas as misturas (1, 2, 3 e 4), após uma sequência de 3 horas de ensaios, foi desmontado o bico injetor do 1º cilindro e foi possível verificar o pistão, a parede do cilindro e o bico injetor

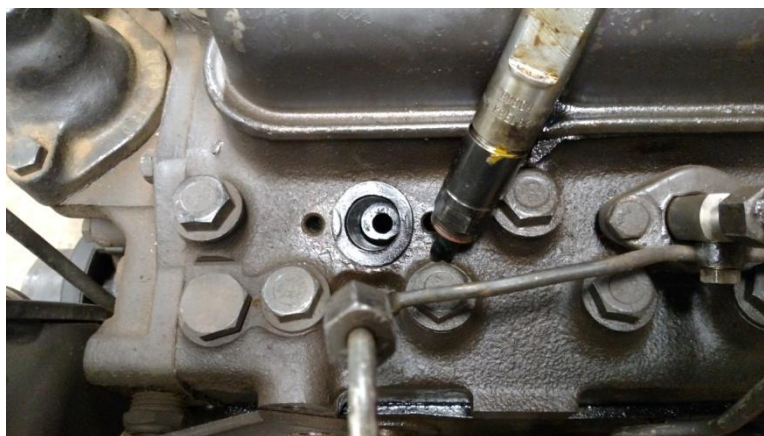


Figura 58 - Desmontagem do bico injetor do 1º cilindro

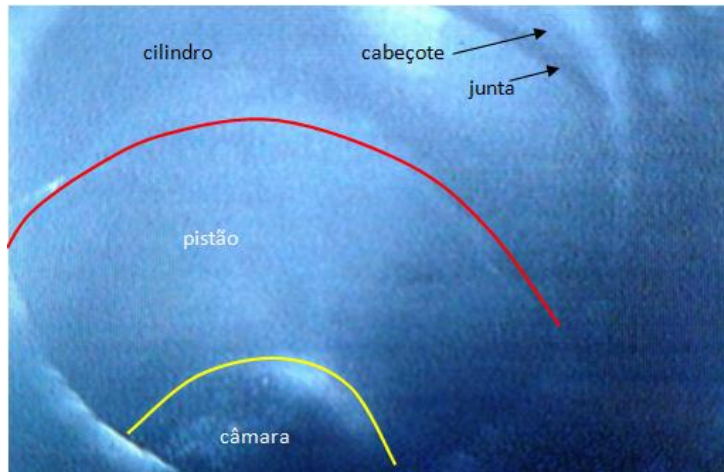


Figura 59 - Zonas observadas no boroscópio

Pela figura 59, é possível observar as seguintes zonas: cilindro, pistão, câmara, junta de cabeçote e o próprio cabeçote.

A câmara de combustão é posicionada na cabeça do pistão e não no cabeçote. O cabeçote do motor Q20B4.236 é plano, sem cavas. As injeções e combustões ocorrem na cabeça do pistão, na região em amarelo na figura 59.



Figura 60 - Cabeçote do motor Perkins Q20B4.236, sem cavas

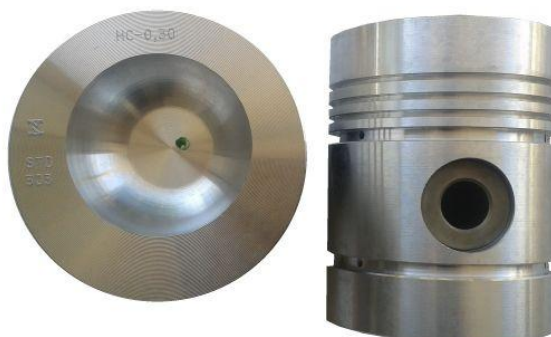


Figura 61 - Pistão novo do motor Q20B4.236, destaque para a câmara de combustão

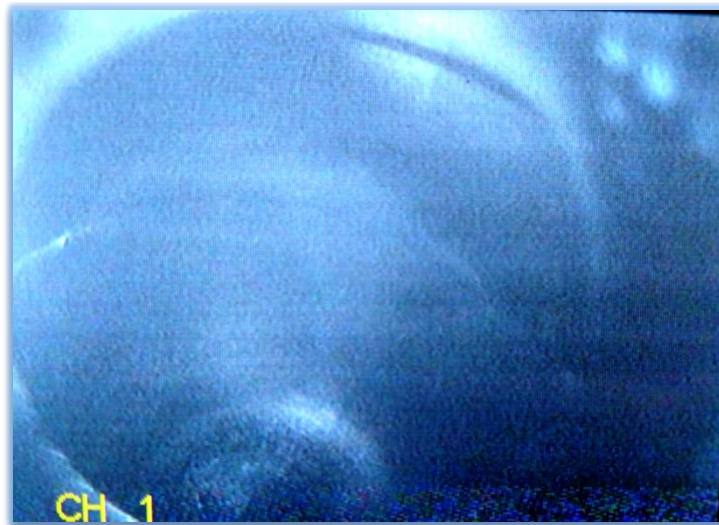


Figura 62 - Outro enfoque para o mesmo cilindro.



Figura 63 - Detalhe para a câmara

O aparelho utilizado para a captura de imagens foi o modelo Yato YT-7292, composto de uma sonda com câmera, um painel de visualização, um controle e um carregador.

Durante a desmontagem dos bicos foi possível obter dados relevantes para a estimativa do spray deste motor especificamente. Os bicos são do fabricante Bosch, modelo KBEL 84P16, número 849, e opera com pressão de 200 bar, conforme ilustrado na figura 64.



Figura 64 - Bico injetor



Figura 65 - Orifício do injetor em destaque para o injetor da figura 64



Figura 66 - Aparelho Yato YT-7292

5.5 ENSAIOS NA BANCADA DINAMOMÉTRICA

Desejou-se verificar o comportamento das misturas 1, 2, 3 e 4 no motor e quais implicações decorreriam da queima de tais misturas.

Os testes de motor foram realizados no bloco G do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília, campus Darcy Ribeiro, utilizando os seguintes recursos:

- Motor Perkins Q20B4.236;
- Turbocompressor Garrett APL 240, modelo 704944-5001S, A/R 0,42 caracol frio e 0,63 caracol quente;
- Dinamômetro Schenck;
- Balança Toledo modelo 9094C/5, erro $\pm 2g$;
- Bateria de 12v modelo Heliar HL45JE;
- Reservatório contendo 20 L de óleo diesel S500;

- Galão contendo 5L de óleo diesel S500; e
- Reservatórios de 5L de água, drenados e secos, utilizados para o armazenamento das misturas.

Os ensaios finais de combustão das misturas ternárias foram feitos com o objetivo de analisar se as mesmas poderão ser utilizadas em um cenário real. Para isso, os ensaios de torque e potência, bem como o de consumo específico foram realizados com referência ao Diesel comum. Para o primeiro ensaio (referência) foi feito utilizando diesel comum de posto (S500), de coloração avermelhada.

A metodologia empregada em todos os ensaios foi a seguinte:

1. Ligar o termômetro da água de arrefecimento do motor;
2. Inspeccionar o circuito de arrefecimento quanto a presença de bolhas de ar;
3. Ligar o fornecimento de água ao dinamômetro;
4. Ligar o leitor do dinamômetro;
5. Atestar a leitura da célula de carga;
6. Aquecimento gradual do motor - com rotação de 1500 rpm - até a temperatura ideal de funcionamento, utilizando óleo diesel S500;
7. Após atingir 70°C, é aberto o registro para a circulação da água de arrefecimento;
8. Aumento da rotação e da carga para verificar se a temperatura da água de arrefecimento se mantém estável em 75°C;
9. Início das aferições de torque, potência e consumo específico; e
10. Findadas as aferições, deixar o motor funcionando em marcha lenta por 5 minutos somente com óleo diesel S500 para a limpeza do circuito de injeção;

Para as aferições de torque e potência, foram feitos conjuntos de três medições para cada rotação-alvo e os resultados foram obtidos a partir dos valores da média.

As misturas ternárias ensaiadas foram as seguintes:

- 2 misturas foram analisadas nos ensaios de viscosidade, tensão superficial e na bancada de spray, sendo estas: 10AA15Mac75D e 15AA35Ríc50D, Mistura 1 e Mistura 2 respectivamente.
- 2 misturas ensaiadas apenas quanto a viscosidade foram também utilizadas no teste de motor para a verificação quanto ao possível potencial de utilização, contendo percentuais volumétricos distintos dos componentes, sendo estas: 12,5AA12,5Ríc75D e 33,4AA25Ríc41,6D, Mistura 3 e Mistura 4 respectivamente.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nos ensaios de spray, as correlações com as proposições teóricas e a avaliação dos resultados do ensaio dinamométrico.

6.1 PROPRIEDADES DAS MISTURAS

Através dos ensaios descritos na seção 5, foram possíveis obter as propriedades das misturas 1, 2, 3 e 4. Os valores obtidos serão utilizados para a caracterização numérica do spray. Dessa forma, foi criada a tabela 13 contendo os valores que servirão de entrada nas equações de penetração do spray.

Tabela 13 - Propriedades das misturas

Misturas	$\eta_{mistura}$ (cP)	$\eta_{mistura}$ (cSt)	Massa específica ρ (g/cm ³)	Tensão superficial (N/m)
10%AA15%Macaúba75%Diesel (Mistura 1)	1,44	1,69	0,8540	0,0268
15%AA35%Rícino50%Diesel (Mistura 2)	2,59	3,01	0,8588	0,0193
12,5%AA12,5%Rícino75%Diesel (Mistura 3)	1,39	1,65	0,8473	NA
33,4%AA25%Rícino41,6%Diesel (Mistura 4)	1,09	1,29	0,8450	NA
10%AA30%Rícino60%Diesel (Mistura 5)	2,67	3,08	0,8677	NA

Para as misturas 3, 4 e 5, não foram avaliadas a tensão superficial (NA), pois já tinha sido optado pela caracterização dos sprays das misturas 1 e 2 apenas.

6.2 MEDIÇÕES E CARACTERIZAÇÃO DO SPRAY

A seguir, serão ilustradas as fotos para as distintas situações de pressão ensaiadas segundo os modos da máquina de spray.



Figura 67 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 350 bar para a Mistura 1, ângulo inferior a 5°.

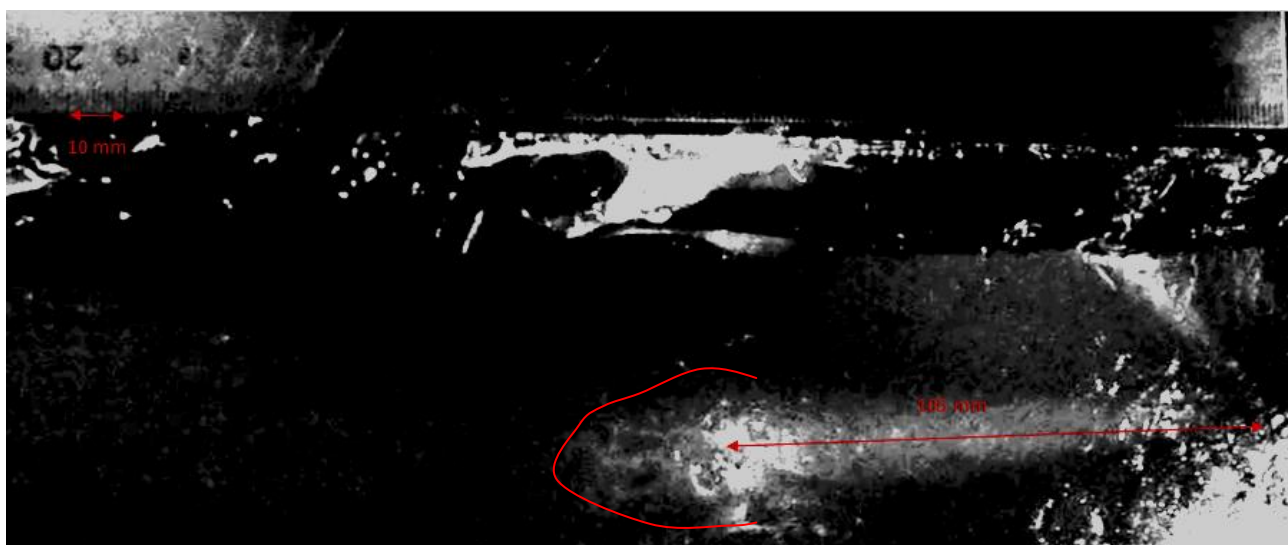


Figura 68 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 800 bar para a Mistura 1, zona de quebra em destaque. Ângulo do spray aproximadamente 13°.

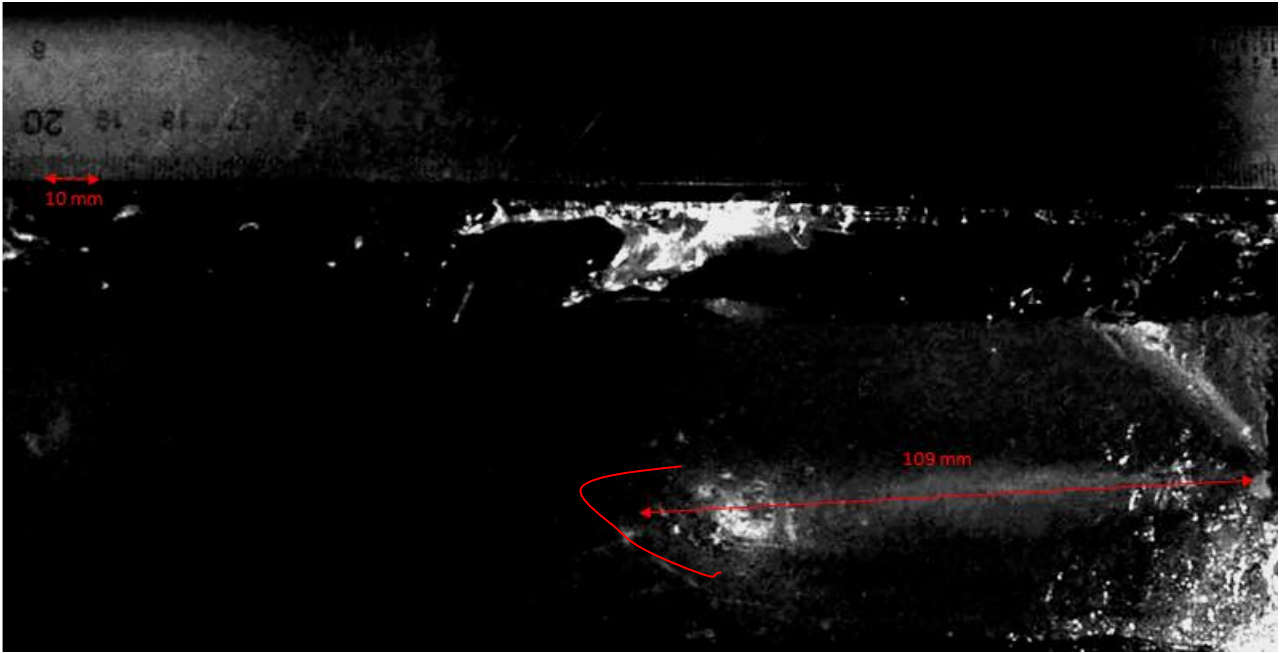


Figura 69 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 1400 bar para a Mistura 1, zona de quebra secundária, destaque para o ângulo ligeiramente menor que a situação de 800 bar, 12°

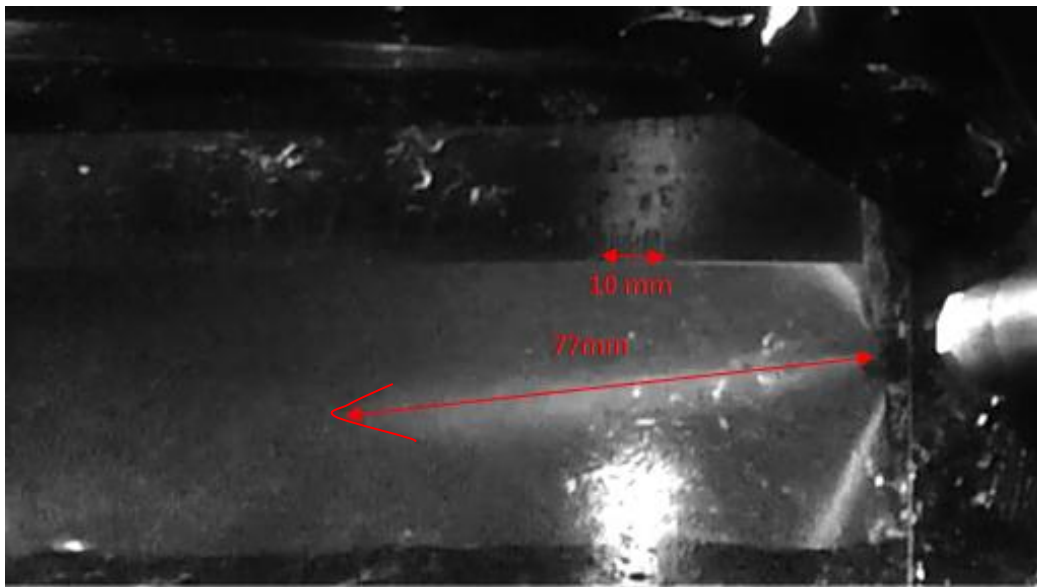


Figura 70 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 350 bar para a Mistura 2. Ângulo do spray por volta de 8°.

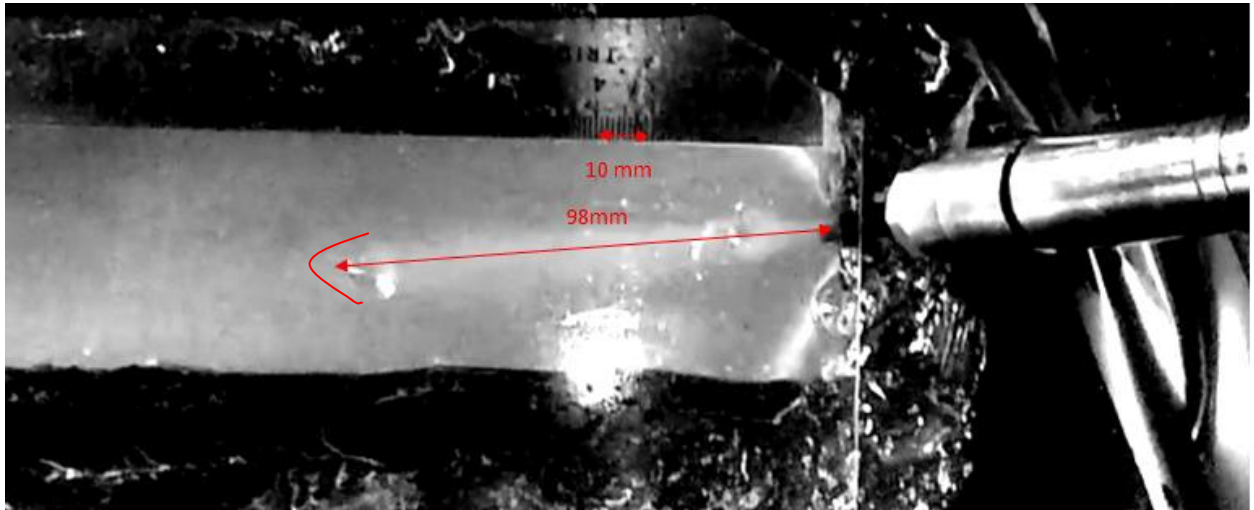


Figura 71 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 800 bar para a Mistura 2. Ângulo do spray por volta de 11°

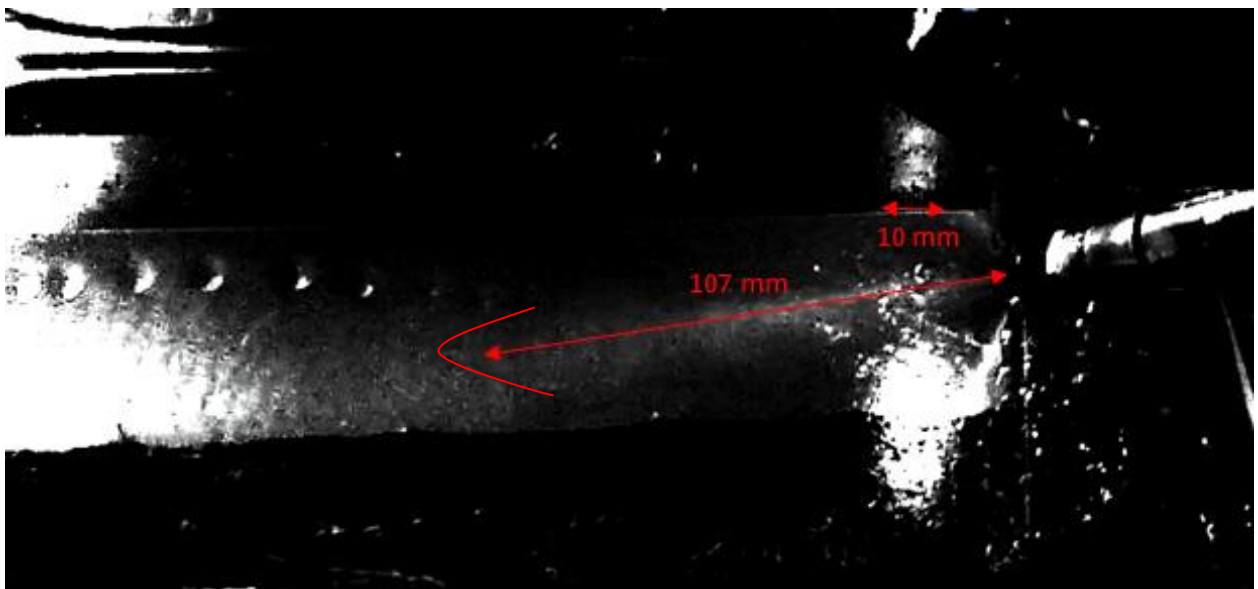


Figura 72 - Máxima penetração antes da zona de quebra secundária, regime de pressão de 1400 bar para a Mistura 2. Ângulo do cone por volta de 15°

Tabela 14 - Dados obtidos após tratamento das imagens

Regime de pressão (bar)	S(t) fotografias Mistura 1	S(t) fotografias Mistura 2
350	72 mm	77 mm
800	105 mm	98 mm
1400	109 mm	107 mm

Conforme citado na seção 3.8, existem algumas equações já estudadas pela comunidade acadêmica para a determinação da penetração do spray. A primeira é a equação 14 proposta por Hay e Jones^[16], que será transcrita a seguir

$$S(t) = 3,07 \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{294}{Ta}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt{d_o \cdot t} \quad \text{Eq. 14}$$

Os dados de ΔP , ρ_{ar} , Ta , d_o , t , são utilizados como entradas (*inputs*) na equação 14.

Contudo, algumas hipóteses simplificadores deverão ser adotadas:

- ΔP , que corresponde à diferença entre as pressões de injeção e a pressão do interior à câmara, foi aproximada para a pressão de injeção apenas, tendo em vista a diferença na ordem de grandeza entre as duas pressões. A pressão de injeção pode chegar a 2000 bar ao passo que a pressão interna à câmara não chega a ultrapassar 5% desse valor.

Portanto, $\Delta P \sim P_{inj}$

- ρ_{ar} : no interior de um motor, o ar está sujeito a temperaturas e pressões variadas. Como o ensaio da caracterização do spray foi feito em um ambiente sujeito à pressão atmosférica e temperatura ambiente apenas, assumiu-se que $\rho_{ar} = \rho_{@p_{atm}, t_{amb}}$. Assim, $\rho_{ar} = 1292 \text{ kg/m}^3$
- diâmetro do orifício obtido na literatura, para um bico Bosch acionado por solenóide, $d_o = 125 \mu\text{m}$



Figura 73 - Destaque para o diâmetro d_o de bicos injetores comerciais^[60]

- tempo do pulso injeção ' t ' variável. Para as soluções numéricas foi adotado um tempo de pulso de injeção de acordo com o estipulado no manual do fabricante da máquina Tecnomotor TM 507-1, entre 200 e 500 μs .
- O número de Taylor pôde ser aproximado pela equação 15.

$$Ta \approx \frac{Re}{We} \quad \text{Eq. 15}$$

Desdobrando a equação 15, segue:

$$Ta \approx \frac{\frac{\rho vl}{\mu}}{\frac{\rho v^2 l}{\sigma}} = \frac{\sigma}{\mu v} \quad \text{Eq. 15.1}$$

onde σ é a tensão superficial do combustível, μ é a viscosidade do combustível.

- As velocidades de injeção v são dadas pela equação 21

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l}} \quad \text{Eq. 21}$$

onde $\Delta P \sim P_{inj}$, ρ_l é a massa específica do fluido combustível.

Existem 4 cenários de pressão a serem analisados para penetração do spray, para 3 combustíveis diferentes, totalizando 12 combinações, utilizando a proposição de Hay e Jones.

As pressões são:

- 200 bar, que é a pressão do sistema de injeção do motor Q20B4.236 dos ensaios dinamométricos; apenas verificação se o resultado numérico das operações de determinação pela equação 14 da penetração procede;
- 350, 800 e 1400 bar, as pressões do teste de spray, dadas pela máquina Tecnomotor TM-507-1. Comparação com os valores observados nas fotos.

Os combustíveis são:

- Óleo diesel puro S500 (apenas algoritmo);
- Mistura 1 10%AA15%Macaúba75%Diesel, algoritmo e spray;
- Mistura 2 15%AA35%Rícino50%Diesel, algoritmo e spray;

Tabela 15 - Aplicação das propriedades químicas e de injeção na equação 14. Tabela feita no programa Microsoft Excel. Unidades SI, exceção para a pressão ΔP .

	ΔP (Bar)	ρ_a (kg/m ³)	ρ (kg/m ³)	v (m/s)	μ (Pa.s)	Re	σ (N/m)	d_0 (m)	t (s)	$S(t)$ (m)
Diesel	200	1292	820	220,8631	0,0025	72,44308	0,0351	0,00012	0,0005	0,069172
Diesel	350	1292	820	292,1744	0,0025	95,83319	0,0351	0,00012	0,0004	0,076316
Diesel	800	1292	820	441,7261	0,0025	144,8862	0,0351	0,00012	0,0004	0,104052
Diesel	1400	1292	820	584,3487	0,0025	191,6664	0,0351	0,00012	0,0003	0,111152
M1	200	1292	854	216,4218	0,00144	128,3502	0,0268	0,00012	0,0005	0,064139
M1	350	1292	854	286,2992	0,00144	169,7913	0,0268	0,00012	0,0005	0,079116
M1	800	1292	854	432,8437	0,00144	256,7003	0,0268	0,00012	0,0004	0,096481
M1	1400	1292	854	572,5983	0,00144	339,5826	0,0268	0,00012	0,0003	0,103065
M2	200	1292	858,8	215,8162	0,00259	71,56098	0,0193	0,00012	0,0003	0,062413
M2	350	1292	858,8	285,498	0,00259	94,66627	0,0193	0,00012	0,00025	0,070279
M2	800	1292	858,8	431,6323	0,00259	143,122	0,0193	0,00012	0,0003	0,104966
M2	1400	1292	858,8	570,9959	0,00259	189,3325	0,0193	0,00012	0,0002	0,105716

Os resultados das misturas para o caso real do motor de bancada (200 bar), considerando tempo de injeção de 400 μ s aproximadamente, estão mostrados na tabela 16.

Tabela 16 - Considerando tempo de injeção de 400 μ s, pressão de injeção de 200 bar

Combustível	Penetração $S(t)$
Óleo diesel S500	61,87 mm
Mistura 1	57,36 mm
Mistura 2	72,06 mm

Pela tabela 15, cabe ressaltar que a diferença entre os valores teóricos de penetração das misturas frente ao diesel se deu devido a diferença de tensão superficial e viscosidade, ou seja, ao inserir os dados experimentais obtidos em laboratório na equação 14, fica nítido quais os fatores que influenciam na mudança da penetração, sendo estes, de fato, a tensão superficial e a viscosidade.

Tabela 17 - Comparação entre o resultado numérico da equação 14 e o experimental, para os dados obtidos pelas imagens dos sprays

Combustível	Pressão (bar)	Tempo de injeção (t)	Penetração- resultado numérico	Penetração - resultado experimental aproximado
Mistura 1	350	500 μ s	79,11 mm	72 mm
	800	400 μ s	96,40 mm	105 mm
	1400	300 μ s	103,65 mm	109 mm
Mistura 2	350	500 μ s	99, 93 mm	77 mm
	800	400 μ s	121,20 mm	98 mm
	1400	300 μ s	129,48 mm	107 mm

Os resultados apresentados na tabela 17 obtidos através da equação 14, para o caso da mistura 2, foram bem mais discrepantes em comparação ao caso da mistura 1. A modelagem para a mistura 1 está dentro de uma margem aceitável.

Outra equação proposta foi a equação 17 proposta por Hiroyasu e Arai^[44], citada na seção 3.8. A partir da inserção dos dados nesta equação, é possível ter outro parâmetro de comparação para a penetração do spray.

$$S = 0,39 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_{\text{liquido}}}} \cdot t \quad \text{Eq.17}$$

Tabela 18 - Valores de penetração obtidos para os mesmos valores de d, mantidos tempo de injeção constante sendo 500 μ s

	Δp (Bar)	ρ_l (kg/m ³)	d (m)	ρ_g (kg/m ³)	t inj(s)	S (m)
Diesel	200	820	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,043068
Diesel	350	820	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,056974
Diesel	800	820	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,086137
Diesel	1400	820	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,113948
M1	200	854	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,042202
M1	350	854	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,055828
M1	800	854	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,084405
M1	1400	858,8	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,111344
M2	200	858,8	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,042084
M2	350	858,8	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,055672
M2	800	858,8	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,084168
M2	1400	858,8	120*10 ⁻⁶	1292	0,0005	0,111344

Os dados contidos na tabela 18 tendem a se aproximar mais do experimento à pressão de 1400 bar, assumindo o tempo de injeção constante.

6.4 FATOR DE ATOMIZAÇÃO K

O fator de atomização k descrito pela equação 23 é um bom indicador quando há a necessidade de se compreender a natureza da atomização, de forma comparativa, com um fluido de referência.

Para a ocasião, o fluido de referência é o óleo diesel S500 e os fluidos a serem comparados são as misturas 1 e 2.

$$k = \left[\frac{\rho_L \cdot We_L}{\rho_{gas} \cdot Re_L} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 23}$$

Manipulando os termos na equação 23, segue

$$k = \left[\frac{\rho_L \cdot v \cdot \mu}{\rho_{gas} \cdot \sigma} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 23.1}$$

onde:

- ρ_L : densidade (massa específica) do combustível;
- ρ_{gas} : densidade (massa específica) do ar interno à câmara de combustão;
- We_L : número de Weber do combustível;
- Re_L : número de Reynolds do combustível;
- v : velocidade do escoamento do combustível;
- μ : viscosidade do combustível; e
- σ : tensão superficial do combustível.

Para as mesmas propriedades contidas na tabela 13, é possível determinar o fator k e verificar se a atomização das misturas se dá de forma semelhante ao do combustível de referência, no caso o óleo Diesel S500.

Tabela 19 - Determinação do fator k para os valores estabelecidos de massa específica, velocidade de escoamento, viscosidade e tensão superficial

	ΔP (Bar)	ρ_a (kg/m ³)	ρ_L (kg/m ³)	v (m/s)	μ (Pa*s)	σ (N/m)	k
Diesel	200	1292	820	220,8631	0,0025	0,0351	2,15329
Diesel	250	1292	820	246,9324	0,0025	0,0351	2,234879
Diesel	350	1292	820	292,1744	0,0025	0,0351	2,363789
Diesel	800	1292	820	441,7261	0,0025	0,0351	2,712975
Diesel	1400	1292	820	584,3487	0,0025	0,0351	2,978188
M1	200	1292	854	216,4218	0,00144	0,0268	1,973519
M1	250	1292	854	241,967	0,00144	0,0268	2,048298
M1	350	1292	854	286,2992	0,00144	0,0268	2,166445
M1	800	1292	854	432,8437	0,00144	0,0268	2,486478
M1	1400	1292	854	572,5983	0,00144	0,0268	2,72955
M2	200	1292	858,8	215,8162	0,00259	0,0193	2,680106
M2	250	1292	858,8	241,2898	0,00259	0,0193	2,781657
M2	350	1292	858,8	285,498	0,00259	0,0193	2,942106
M2	800	1292	858,8	431,6323	0,00259	0,0193	3,376722
M2	1400	1292	858,8	570,9959	0,00259	0,0193	3,706821

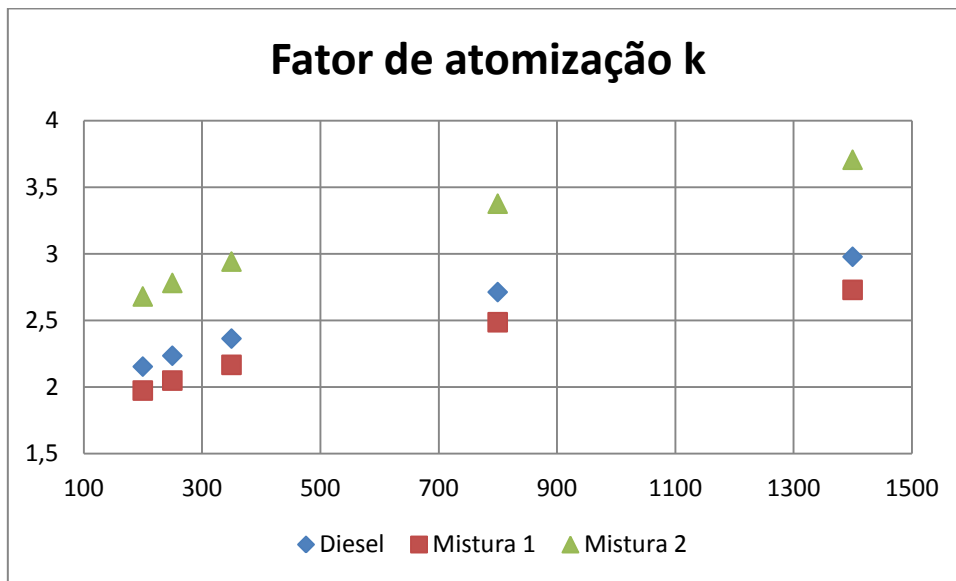


Gráfico 1 - Fator de atomização k das misturas em comparação com o óleo Diesel S500, para os regimes pressão de injeção de 200, 250, 350, 800 e 1400 bar

Pelo gráfico do fator de atomização percebe-se que a mistura 1 apresentou comportamento mais próximo ao óleo Diesel, com a vantagem do fator k ser menor que a do óleo diesel. O indicativo do fator de atomização menor quando comparado ao fluido de referência (na ocasião o óleo diesel S500) denota uma tendência de menor tamanho de gotas,

o que facilita a aspersão do combustível na câmara e corroborando para os processos de transferência de calor durante a combustão da mistura, conforme descrito por Geller^[31].

6.5 PODER CALORÍFICO

Um fator importante quanto a viabilidade do uso de alguma mistura é o poder calorífico. Uma aproximação foi feita a partir de uma média ponderada dos itens contidos na mistura.

Os dados obtidos na literatura permitiram criar a tabela 20.

Tabela 20 - Poder Calorífico Inferior das substâncias utilizadas nas misturas de interesse

Substância	Poder Calorífico Inferior (kcal/kg)	PCI (kcal/L)
Etanol anidro	6750	5339,25
Diesel S500	10100	8615,30
Óleo de Rícino	8913	8623,12
Óleo da polpa de Macaúba	9375	8529,74

Para a aproximação das misturas, foram obtidos os seguintes dados:

Tabela 21 - Poder calorífico Inferior das misturas de interesse e a variação em relação ao diesel

Substância	Poder Calorífico Inferior (kcal/kg)	PCI, convertido para kcal/L	Varição em relação ao Diesel S500
Mistura 1	9705,94	8288,87	-3,9%
Mistura 2	9424,71	8093,95	-6,7%
Mistura 3	9672,02	8195,01	-4,2%
Mistura 4	8869,08	7494,38	-12,2%

A tabela 21 indica uma variação em relação ao óleo Diesel S500, tido como referência. Desta forma, é correto esperar uma variação no consumo de combustível.

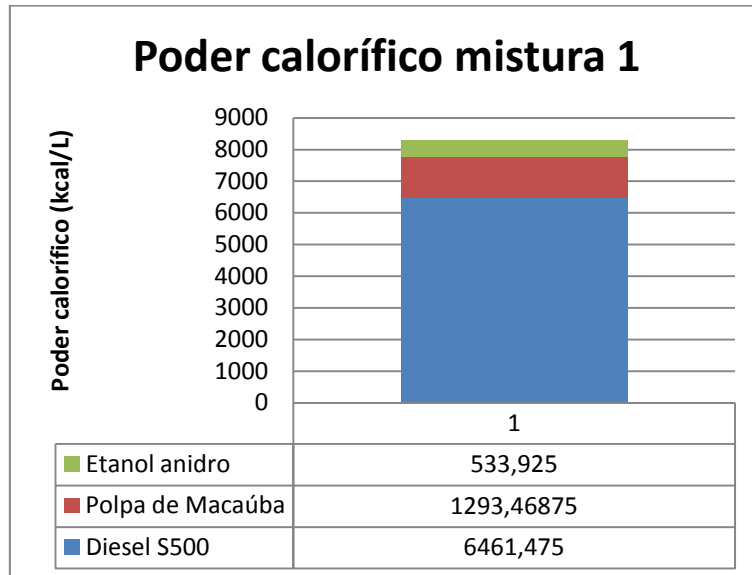


Gráfico 2 - Composição do poder calorífico da mistura 1, total aproximado de 8288 kcal/L

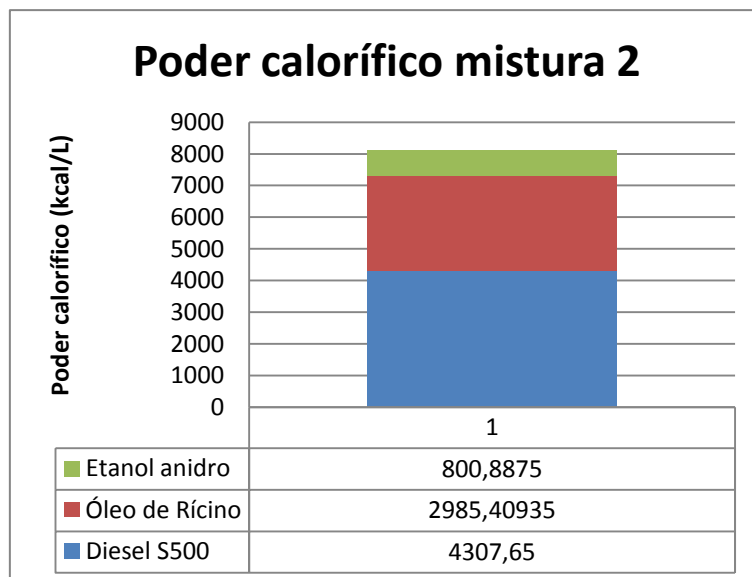


Gráfico 3 - Composição do poder calorífico da mistura 2, total aproximado de 8094 kcal/L

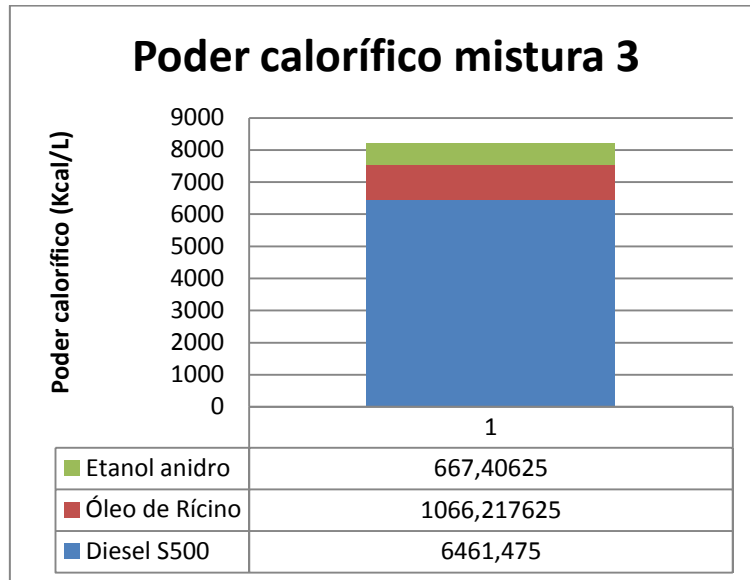


Gráfico 4 - Composição do poder calorífico da mistura 3, total aproximado de 8195 kcal/L

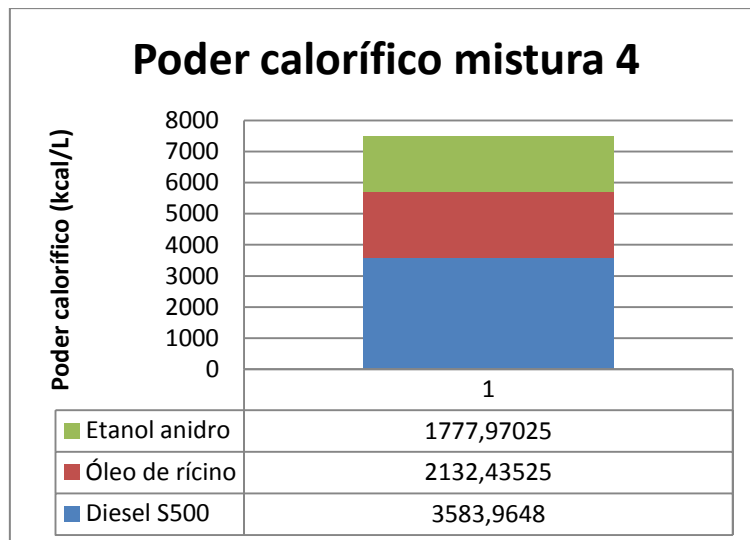


Gráfico 5 - Composição do poder calorífico da mistura 4, total aproximado de 7494 kcal/L

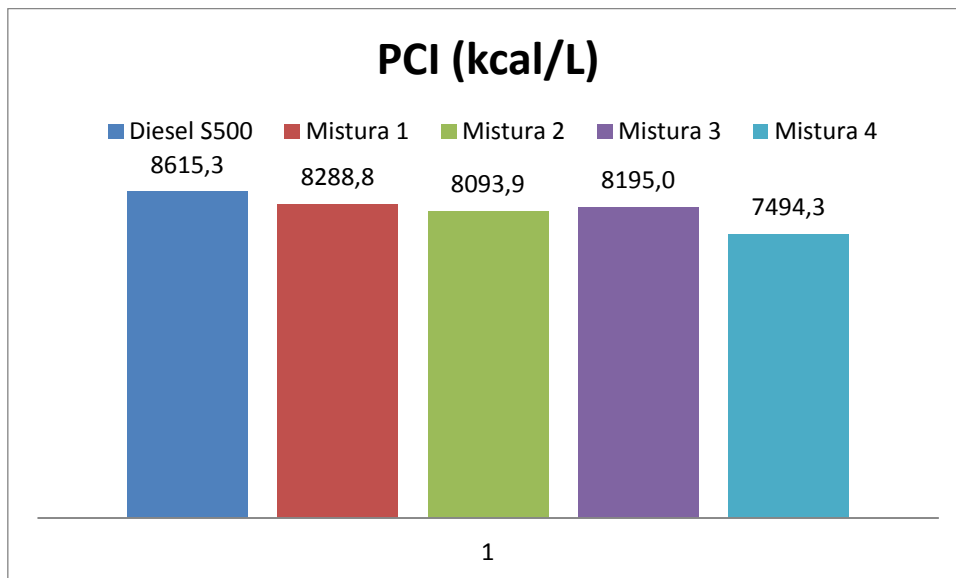


Gráfico 6 - Comparação entre o PCI das misturas e o óleo Diesel S500

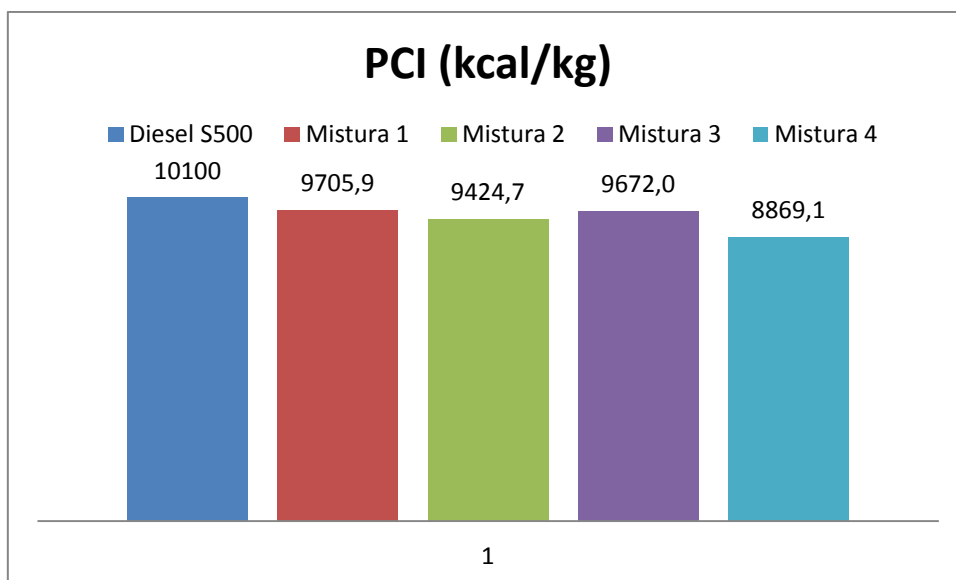


Gráfico 7 - Comparação entre o PCI das misturas e o óleo Diesel S500

6.6 ÍNDICE DE IODO E CORRELAÇÃO COM O NÚMERO DE CETANO

O número de cetano, conforme já discutido, é um indicador da qualidade do combustível para a ignição por compressão.

Uma forma de determinação do número de cetano foi publicada em um artigo da Sociedade Brasileira de Química^[63] dos autores Bastos, Aricetti e Tubino. Segundo os autores

dessa pesquisa, cada análise para determinação do número de cetano pode ter um custo associado em torno de R\$ 1500,00, o que tornaria a pesquisa demasiadamente onerosa.

O número de cetano é obtido pelo ensaio ASTM D613. Essencialmente, o ensaio consiste na determinação de uma temperatura de ignição espontânea (S.I.T em inglês) e tal ensaio apresenta similaridades com a determinação do número de octano. É utilizado um motor-padrão calibrado e estipulado pela norma.

O ensaio proposto consiste na determinação do índice de iodo na amostra combustível. Há uma correlação entre o índice de iodo na amostra e o índice de cetano. A correlação determinada na pesquisa permite obter um valor para o índice de cetano. Apenas por convenção, por não ser sido obtido diretamente pelo ensaio ASTM D613, o resultado não é chamado de número de cetano, mas sim de índice de cetano.

A correlação obtida pelos autores está explicitada na equação 28, com repetibilidade $r= 0,900$.

$$I. C. = 63,627 - 0,0806 \cdot I. I. \quad \text{Eq. 28}$$

Tabela 22 - Dados obtidos para o índice de cetano

	I.Iodo	I.Cetano
Rícino ficha técnica	80,19	57,16
Macaúba ficha técnica	54,05	59,27
Rícino puro amostra	54,26	59,25
Mistura 1	50,94	59,52
Mistura 3	63,30	58,52

O óleo diesel S500 possui número de cetano entre 50 e 60.

Algumas ressalvas são pertinentes:

- A solução de Wijs disponível estava fora do prazo de validade estipulado, o que não garantiu acurácia dos resultados. A contraprova para verificação do índice de iodo, feita uma semana após comprovou que os resultados podem estar comprometidos
- A discrepância vista entre o índice de iodo da amostra de óleo de rícino puro, cujo valor da ficha técnica é de 80,19 enquanto que o obtido pelo experimento é de 54,26.

A única conclusão possível desse ensaio foi que os percentuais pequenos de substituição de até 25% da matriz mineral não tendem a afetar significativamente o índice de

cetano em comparação ao diesel S500, visto que a margem de intervalos seguros para tal índice é entre 50 e 60.

6.7 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS: POTÊNCIA, TORQUE E CONSUMO

Os últimos ensaios realizados foram os de motor. Deseja-se que o estudo proposto tenha aplicabilidade, logo se faz necessário ensaiar as misturas para a verificação do seu desempenho potencial em um motor montado em uma bancada dinamométrica.



Figura 74 - Equação para cálculo de potência na caixa preta, controlador do dinamômetro na caixa branca

$$P = \frac{F \cdot n}{1000} \quad [\text{CV}] \quad \text{Eq. 29}$$

onde:

- F: força indicada pela célula de carga em kgf;
- n: rotação na qual a carga é lida, em rpm.
- P: potência em cavalo-vapor [CV]

O leitor da célula de carga do dinamômetro fornece a leitura em kiloPond, ou seja, kilograma-força. O resultado obtido deve ser aplicado na fórmula calibrada para o dinamômetro Schenck, disponível na equação 29.

Deverá ser utilizado um fator de correção na potência obtida de 1,17 em virtude da altitude da cidade de Brasília^[64].

$$P_{\text{corrigida}} = P \cdot 1,17$$

Eq. 30

Todas medições foram feitas a plena carga (100% do acelerador). Os resultados para cargas parciais de 25%, 50% e 75% foram traçados como sendo tais frações da plena carga obtida.

As rotações pré-estabelecidas para os ensaios se deu em saltos de 500 rpm, a partir de 1500 rpm.

A equação para o torque é expressa por:

$$Torque = \frac{P_{\text{corrigida}} \cdot 735,499}{\frac{2 \cdot \pi \cdot \text{rotação}}{60}}$$

Eq. 31

onde:

- $P_{\text{corrigida}}$ é dada em CV;
- rotação é dada em rpm; e
- Torque é obtido em N.m.

Tabela 23 - Diesel Puro, referência. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões

Diesel Puro	Cargas	Rotações				Erro
		1500 ± 20	2000 ± 20	2500 ± 20	3000 ± 20	
Entrada (Forças em kgf)	100%	39,5	41,4	39,0	21,9	± 0,05
	75%	29,62	31,05	29,25	16,43	± 0,05
	50%	19,75	20,70	19,50	10,95	± 0,05
	25%	9,87	10,35	9,75	5,475	± 0,05
	P (cv) a plena carga	59,25	82,80	97,50	65,70	± 0,05
	P _{corrigida} (cv) a plena carga	69,32	96,87	114,08	76,86	± 0,05
	P _{corrigida} (kW) a plena carga	50,98	71,25	83,90	56,53	± 0,05
	Torque (N.m) a plena carga	324,60	340,21	320,49	179,96	± 0,05
	Torque (kgf.m) a plena carga	33,12	34,71	32,70	18,36	± 0,05
Entrada	Massa de comb. consumida (kg) a plena carga	0,115	0,170	0,225	0,175	± 0,001
Entrada	tempo med. consumo (s)	59,85	60,40	59,96	60,12	± 0,01
	Consumo específico (kg/kW.h) a plena carga	0,135	0,142	0,161	0,185	± 0,01

Tabela 24 - Mistura 1. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões

Mistura 1	Rotações		1500 ± 20	2000 ± 20	2500 ± 20	3000 ± 20	Erro
	Cargas						
Entrada (Forças em kgf)							± 0,1
	100%		42,1	44,0	38,8	22,3	
	75%		31,58	33,00	29,10	16,73	± 0,1
	50%		21,05	22,00	19,40	11,15	± 0,1
	25%		10,53	11,00	9,70	5,58	± 0,1
	P (cv) a plena carga		63,15	88,00	97,00	66,90	± 0,1
	Pcorrigida (cv) a plena carga		73,89	102,96	113,49	78,27	± 0,1
	Pcorrigida (kW) a plena carga		54,34	75,73	83,47	57,57	± 0,1
	Torque (N.m) a plena carga		345,96	361,58	318,85	183,26	± 0,1
	Torque (kgf.m) a plena carga		35,30	36,89	32,54	18,70	± 0,1
Entrada	Massa de comb. consumida (kg) a plena carga		0,065	0,095	0,100	0,115	± 0,001
Entrada	tempo med. consumo (s)		30,07	30,49	32,50	30,07	± 0,01
	Consumo específico (kg/kW.h) a plena carga		0,143	0,148	0,133	0,239	± 0,01

Tabela 25 - Mistura 2. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões

Mistura 2	Rotações		1500 ± 20	2000 ± 20	2500 ± 20	3000 ± 20	Erro
	Cargas						
Entrada (Forças em kgf)							± 0,1
	100%		41,6	43,8	37,0	20,1	
	75%		31,2	32,85	27,75	15,08	± 0,1
	50%		20,80	21,90	18,50	10,05	± 0,1
	25%		20,80	10,95	9,25	5,03	± 0,1
	P (cv) a plena carga		62,40	87,60	92,50	60,30	± 0,1
	Pcorrigida (cv) a plena carga		73,01	102,50	108,23	70,56	± 0,1
	Pcorrigida (kW) a plena carga		53,70	75,39	79,60	51,90	± 0,1
	Torque (N.m) a plena carga		341,86	359,94	304,10	165,18	± 0,1
	Torque (kgf.m) a plena carga		34,88	36,73	31,03	16,85	± 0,1
Entrada	Massa de comb. consumida (kg) a plena carga		0,085	0,110	0,125	0,090	± 0,001
Entrada	tempo med. consumo (s)		36,02	31,76	30,35	30,1	± 0,01
	Consumo específico (kg/kW.h) a plena carga		0,158	0,165	0,186	0,207	± 0,01

Tabela 26 - Mistura 3. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões

Mistura 3	Rotações		1500 ± 20	2000 ± 20	2500 ± 20	3000 ± 20	Erro
	Cargas						
Entrada (Forças em kgf)							± 0,1
	100%		42,7	45,1	37,3	19,5	
	75%		32,03	33,83	27,98	14,63	± 0,1
	50%		21,35	22,55	18,65	9,75	± 0,1
	25%		10,68	11,28	9,33	4,88	± 0,1
	P (cv) a plena carga		64,05	90,20	93,25	58,50	± 0,1
	Pcorrigida (cv) a plena carga		74,94	105,54	109,11	68,45	± 0,1
	Pcorrigida (kW) a plena carga		55,12	77,62	80,25	50,35	± 0,1
	Torque (N.m) a plena carga		350,90	370,62	306,53	160,25	± 0,1
	Torque (kgf.m) a plena carga		35,81	37,82	31,28	16,35	± 0,1
Entrada	Massa de comb. consumida (kg) a plena carga		0,055	0,090	0,115	0,095	± 0,001
Entrada	tempo med. consumo (s)		30,44	30,49	30,16	30,13	± 0,01
	Consumo específico (kg/kW.h) a plena carga		0,118	0,137	0,171	0,226	± 0,01

Tabela 27 - Mistura 4. Dados obtidos são descritos como entradas; demais dados foram obtidos a partir das equações 29, 30 e 31 e suas conversões

Mistura 4	Rotações		1500 ± 20	2000 ± 20	2500 ± 20	3000 ± 20	Erro
	Carga						
Entrada (Forças em kgf)							± 0,1
	100%		39,8	42,4	36,3	17,0	
	75%		29,85	31,80	27,23	12,75	± 0,1
	50%		19,90	21,20	18,15	8,50	± 0,1
	25%		9,95	10,60	9,08	4,25	± 0,1
	P (cv) a plena carga		59,70	84,80	90,75	51,00	± 0,1
	Pcorrigida (cv) a plena carga		69,85	99,22	106,18	59,67	± 0,1
	Pcorrigida (kW) a plena carga		51,37	72,97	78,09	43,88	± 0,1
	Torque (N.m) a plena carga		327,07	348,43	298,30	139,70	± 0,1
	Torque (kgf.m) a plena carga		33,37	35,55	30,44	14,26	± 0,1
Entrada	Massa de comb. consumida (kg) a plena carga		0,060	0,100	0,110	0,100	± 0,001
Entrada	tempo med. consumo (s)		30,2	30,30	30,22	30,1	± 0,01
	Consumo específico (kg/kW.h) a plena carga		0,139	0,163	0,168	0,273	± 0,01

Após a manipulação dos dados de entrada nas equações 29, 30 e 31, foi possível obter os parâmetros de torque, potência e consumo que estão contidos nas tabelas 23 a 27.

Para melhor compreensão dos dados contidos na tabela foram criados três gráficos (8, 9 e 10), que permitem uma análise mais detalhada de cada situação.

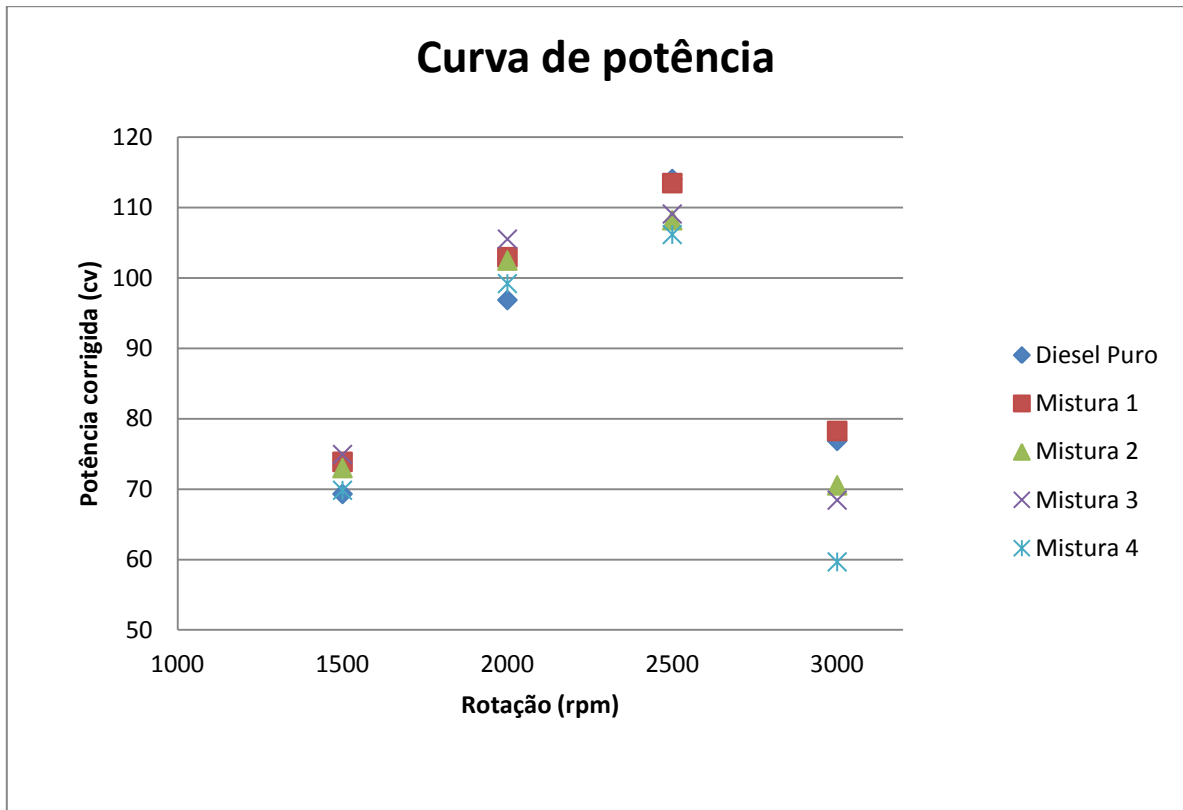


Gráfico 8 - Curva de potência, traçada nas rotações investigadas

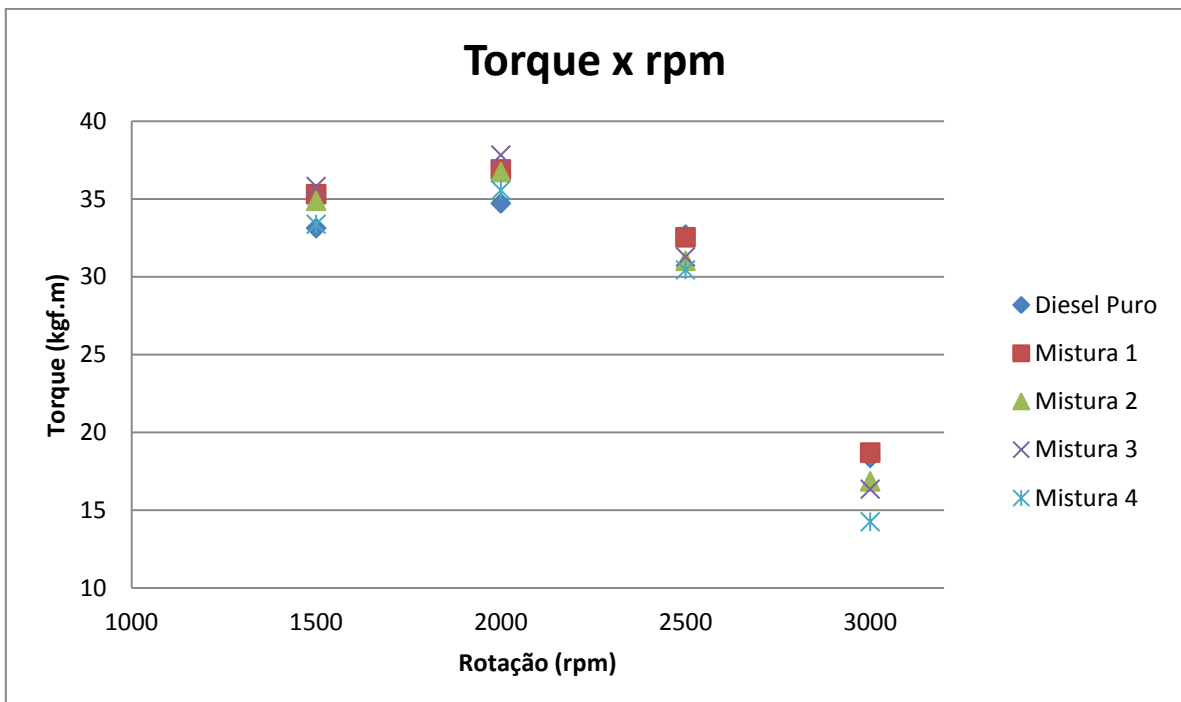


Gráfico 9 - Curva de torque, traçada nas rotações investigadas

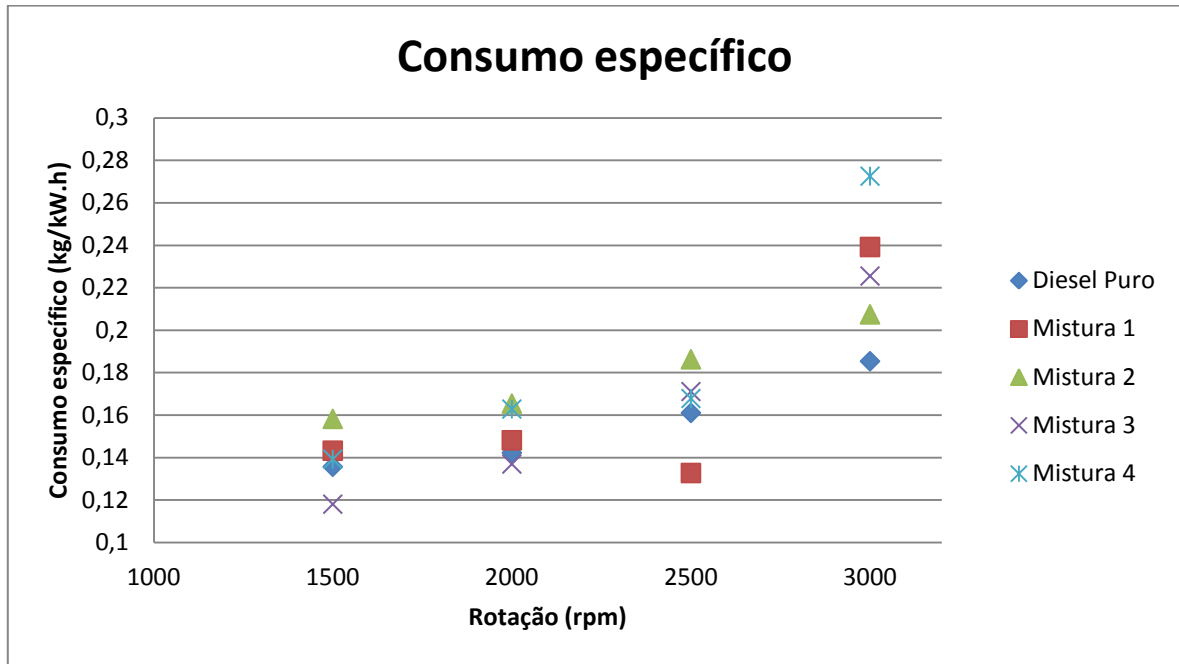


Gráfico 10 - Consumo específico, para as rotações investigadas

Com o intuito de avaliar os resultados, foi feito um novo conjunto de tabelas tendo como referência os dados colhidos para o óleo diesel S500. Dos dados obtidos nas tabelas 23 a 27, o valor de cada propriedade do óleo diesel foi subtraído de cada mistura. Assim, segue que:

$$Dado\ na\ tabela = Dado\ obtido\ para\ o\ óleo\ diesel - Dado\ obtido\ para\ a\ mistura \quad Eq. 32$$

$$P_{corrigida} = P_{diesel\ corrigida} - P_{mistura\ corrigida} \quad Eq. 33$$

$$Torque = T_{diesel} - T_{mistura} \quad Eq. 34$$

$$Consumo\ esp = Consumo\ esp_{diesel} - P_{mistura} \quad Eq. 35$$

Observações relevantes:

- valores negativos para a diferença de potência e de torque indicam ganhos favoráveis à mistura enquanto valores positivos indicam perdas da mistura em relação ao óleo diesel;
- valores negativos para a diferença de consumo indicam maior consumo da mistura frente ao diesel.

Tabela 28 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 1

Diferença óleo diesel - mistura 1	1500	2000	2500	3000
Pcorrigida (cv)	-4,56	-6,08	0,59	-1,40
Torque (kgf.m)	-2,18	-2,18	0,17	-0,34
Consumo específico (kg/kW.h)	-0,0075	-0,0059	0,0283	-0,0538

Tabela 29 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 2

Diferença óleo diesel - mistura 2	1500	2000	2500	3000
Pcorrigida (cv)	-3,69	-5,62	5,85	6,32
Torque (kgf.m)	-1,76	-2,01	1,67	1,51
Consumo específico (kg/kW.h)	-0,0225	-0,0232	-0,0253	-0,0221

Tabela 30 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 3

Diferença óleo diesel - mistura 3	1500	2000	2500	3000
Pcorrigida (cv)	-5,62	-8,66	4,97	8,42
Torque (kgf.m)	-2,68	-3,10	1,43	2,01
Consumo específico (kg/kW.h)	0,0176	0,0053	-0,0101	-0,0401

Tabela 31 - Diferenças entre óleo diesel e mistura 4

Diferença óleo diesel - mistura 4	1500	2000	2500	3000
Pcorrigida (cv)	-0,52	-2,34	7,89	17,20
Torque (kgf.m)	-0,25	-0,84	2,26	4,11
Consumo específico (kg/kW.h)	-0,0036	-0,0210	-0,0068	-0,0872

Acerca dos dados contidos nas tabelas 28 a 31, se faz pertinente os seguintes comentários:

- maiores ganhos das misturas perante ao diesel estão destacado em verde
- maiores ganhos do óleo diesel perante a mistura estão destacados em vermelho

Os resultados comprovaram que:

- 1) Houve sempre algum ganho em torque e potência, especialmente até 2000 rpm. Alguns dos ganhos foram contidos e podem estar associado à medição do dinamômetro ;
- 2) Perdas ocorreram em regimes de alta rotação para esse motor, na faixa compreendida entre 2500 rpm e 3000 rpm; e
- 3) Equilíbrio entre os consumos específicos para as misturas 1 e 3 no regime de 2000 rpm.

Tabela 32 - Maiores ganhos gerais

Maiores ganhos	Quantia	Situação	Varição em relação ao óleo diesel para a mesma rotação(%)
Pcorrigida(cv)	8,66	Mistura 3, 2000 rpm	+8,2 %
Torque (kgf.m)	3,10	Mistura 3, 2000 rpm	+8,2 %
Consumo específico (kg/kW.h)	0,0283	Mistura 1, 2500 rpm	-17,6%

Tabela 33 - Maiores perdas gerais

Maiores perdas	Quantia	Situação	Varição em relação ao óleo diesel para a mesma rotação(%)
Pcorrigida(cv)	17,20	Mistura 4, 3000 rpm	-22,4%
Torque (kgf.m)	4,11	Mistura 4, 3000 rpm	-22,4%
Consumo específico (kg/kW.h)	0,0872	Mistura 4, 3000 rpm	+31,9%

6.7.1 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS: RENDIMENTO TÉRMICO

O rendimento térmico indica a relação entre a potência produzida pelo motor e a energia fornecida pela combustão do fluido combustível.

Assim, a proposição para o rendimento térmico pode ser dada pela equação 36:

$$\eta_t = \frac{\text{Potência produzida}}{\text{Potência calorífica}} \quad \text{Eq.36}$$

Para a determinação das eficiências a plena carga de cada mistura ensaiada, foi aplicada a equação 37, disponível na literatura.

$$\eta_t = \frac{3600 \cdot P_b}{FC \cdot CV} \quad \text{Eq.37}$$

onde, para essa equação:

- P_b é a potência em kW, sem correção;
- FC é o consumo de combustível em kg/h; e
- CV é o poder calorífico inferior em kJ/kg.

Dessa forma foi possível construir o gráfico 11:

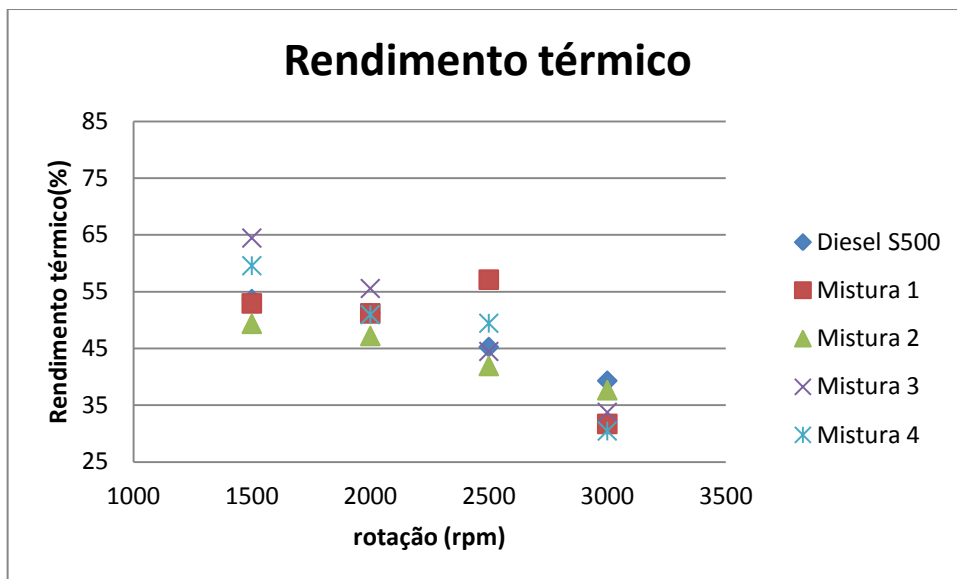


Gráfico 11 - Rendimentos térmicos para os combustíveis investigados

Dos resultados dispostos no gráfico 11, duas misturas merecem mais destaque, sendo estas as misturas 2 e 3.

A mistura 2 não possui rendimentos equivalentes ou maiores que o óleo diesel tido como referência.

Por outro lado, verificou-se que a mistura 3 obteve bons resultados para regimes de rotação até 2500 rpm. Em 3000 rpm, todas as misturas possuem menores rendimentos quando comparadas ao óleo diesel S500.

6.8 COMPARAÇÃO COM SOFTWARE DIESEL RK

O software Diesel RK é uma ferramenta de simulação para motores de combustão interna que se baseia em dados fornecidos ao programa. É possível que o usuário programe e insira na ferramenta dados da geometria do motor, propriedades do combustível, informações sobre o turbocompressor, interresfriamento entre outros.

Apenas a título informativo, alguns dos nomes mais reconhecidos do mercado utilizam esse software para suas análises, tais como Robert Bosch GmbH, General Motors e Wärtsilä.

Foi feita uma rodada de simulações para o motor Perkins Q20B4.236. Por falta de poucas informações específicas do motor Q20B4.236 tais a como pressão do turbo e o comprimento da biela por exemplo, foram aproximados para o motor Maxion S4T, que é uma versão aprimorada do primeiro.

O programa coleta os dados inseridos e faz o upload para a nuvem, que computa tais dados e retorna os resultados. Não há como descobrir o código por trás do mecanismo de cálculo.

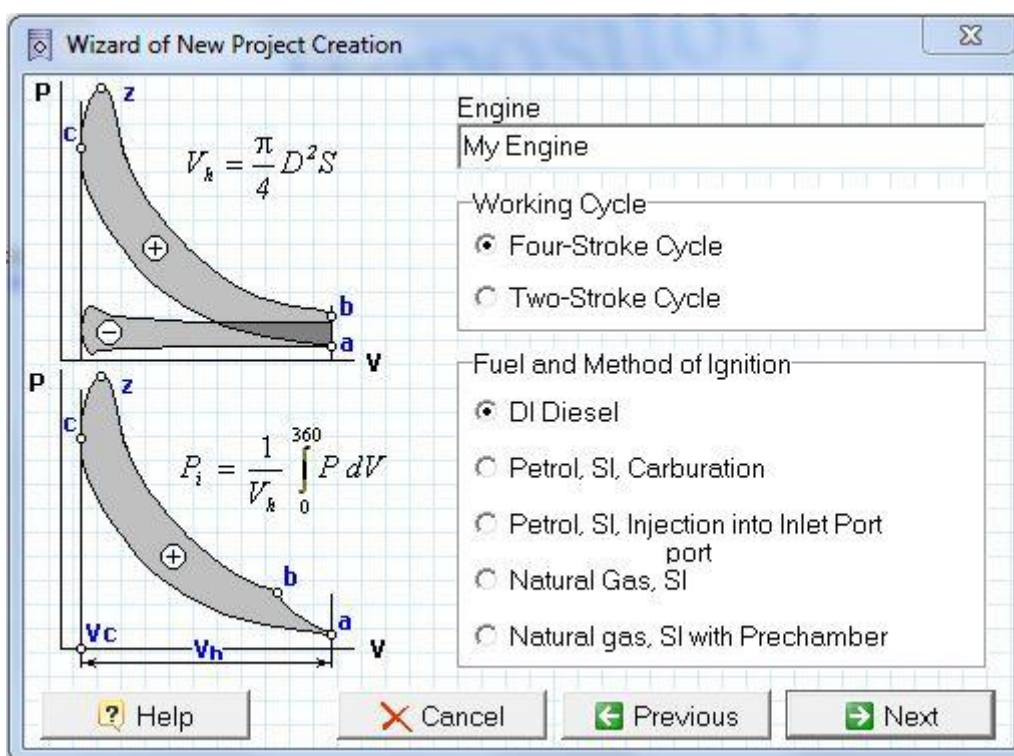


Figura 75 - Características do ciclo a ser analisado

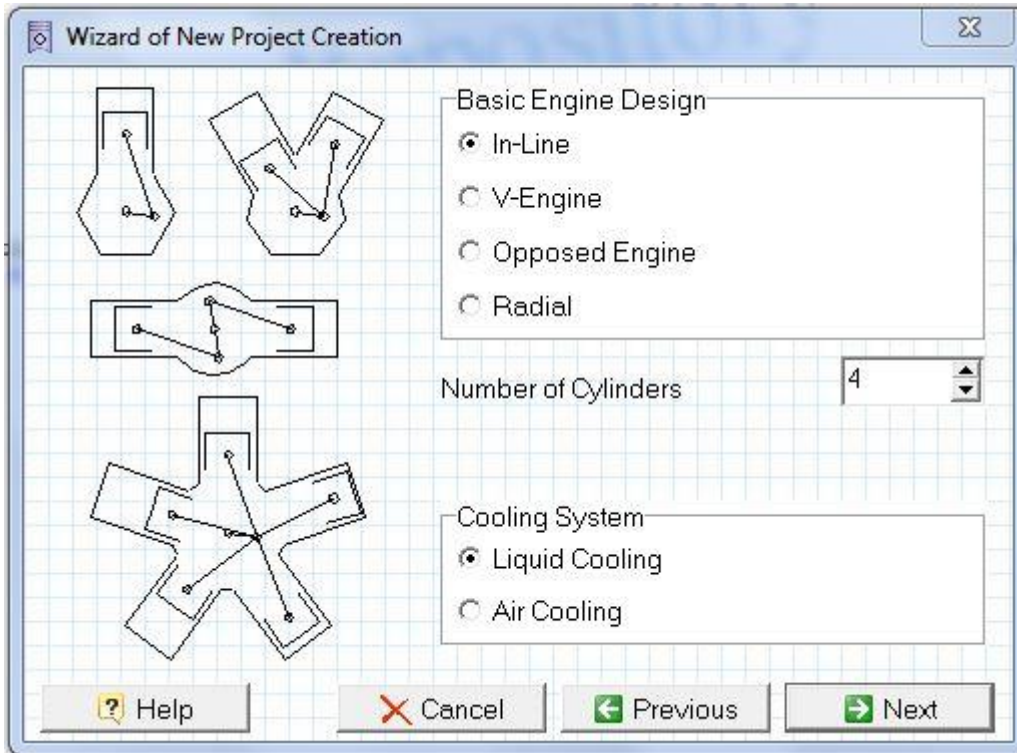


Figura 76 - Geometria do motor e sistema de arrefecimento

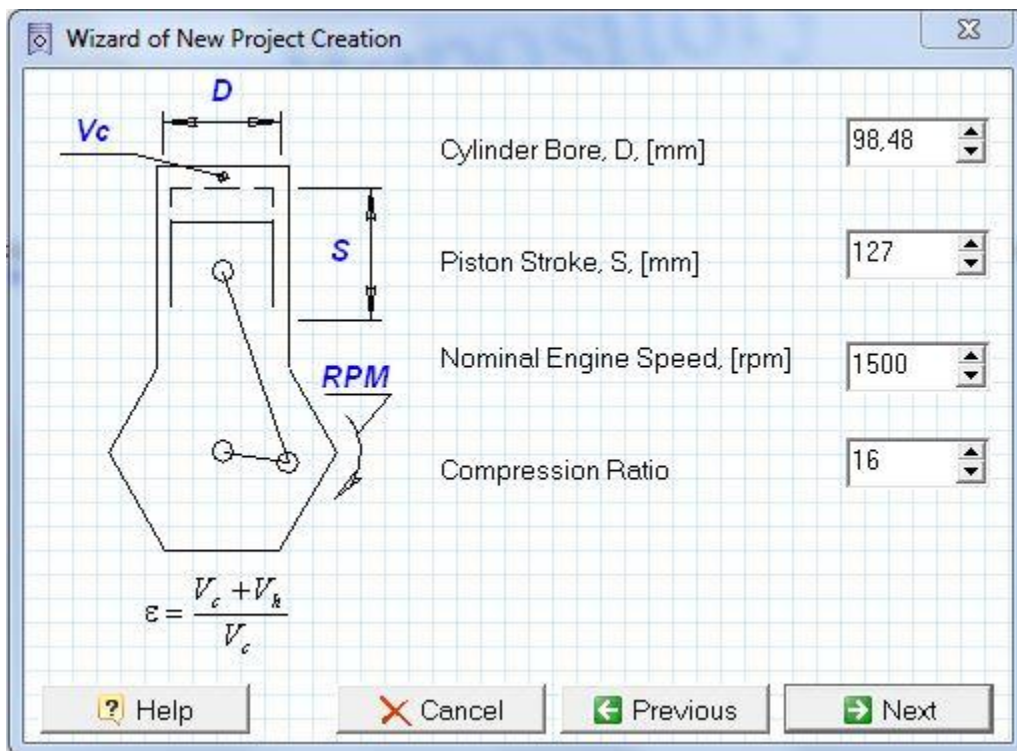


Figura 77 - Dados de geometria inseridos para o motor Perkins Q20B4.236

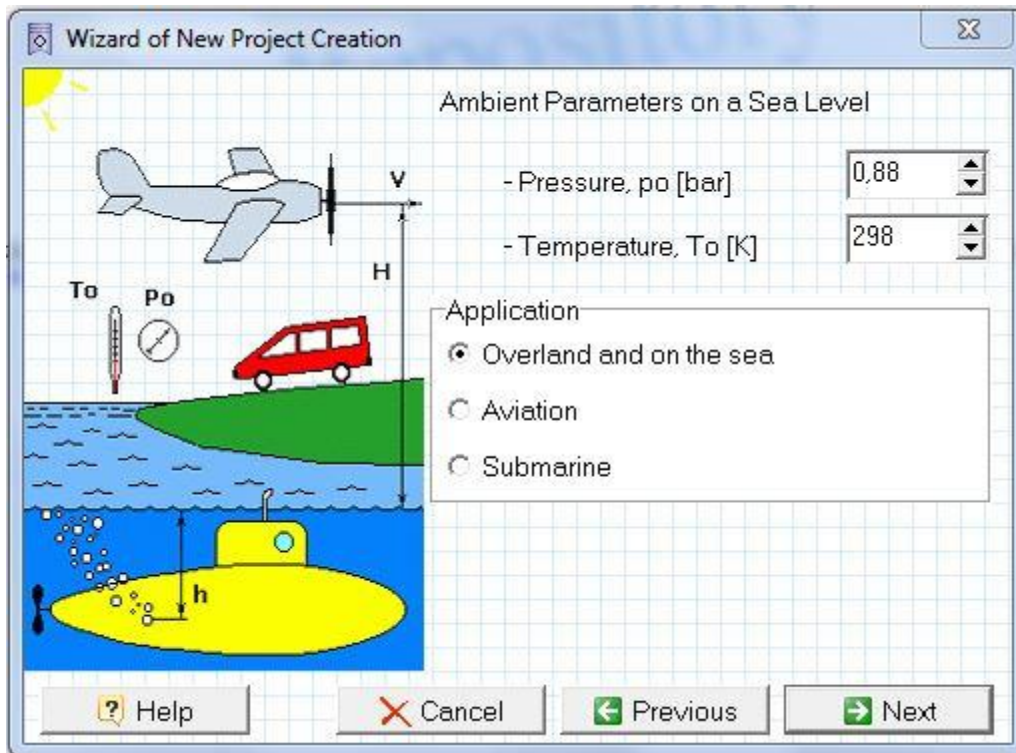


Figura 78- Pressão atmosférica em Brasília-DF e utilização

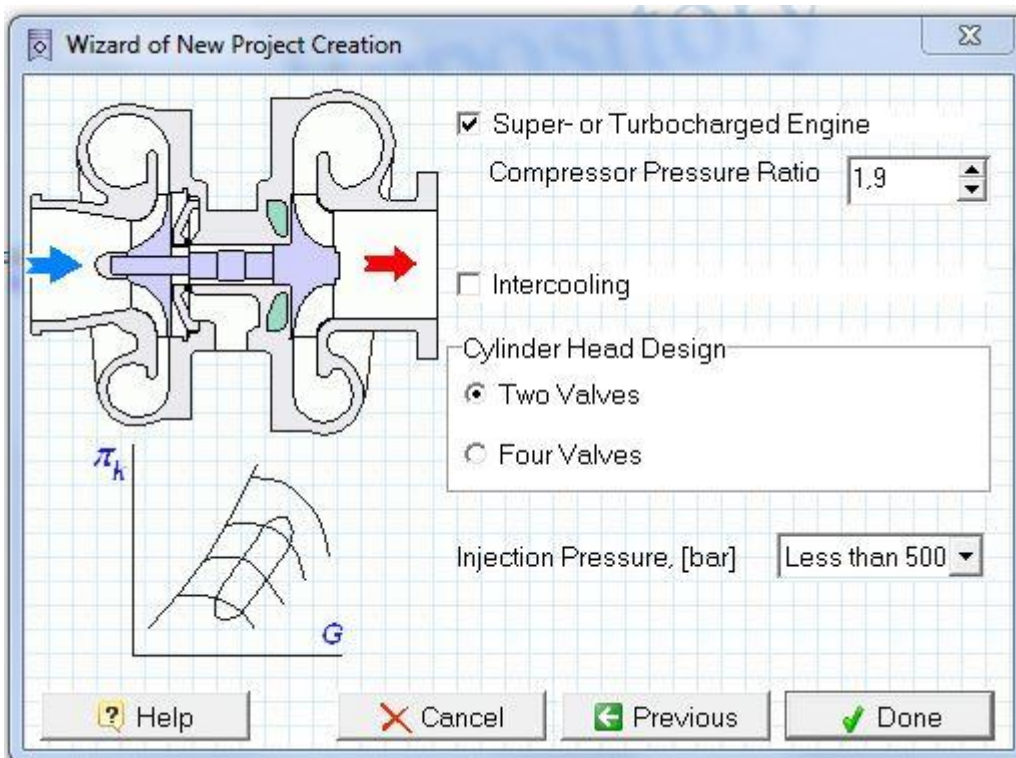


Figura 79 - Razão de pressões aproximada para o modelo de turbina empregado no motor, sem interresfriamento, 2 válvulas por cilindro e pressão menor que 500 bar, visto que a pressão é de 200 bar

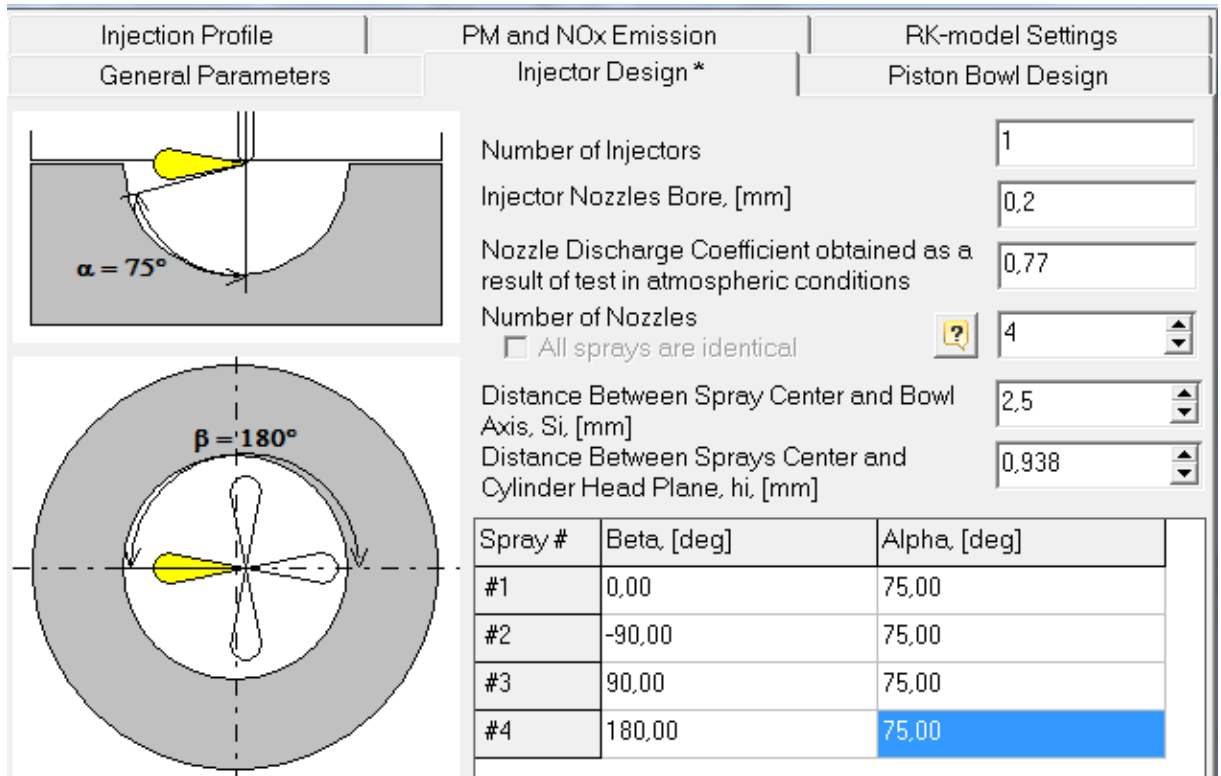


Figura 80 - modelagem do bico presente no motor Perkins, 4 orifícios e orientação dos sprays

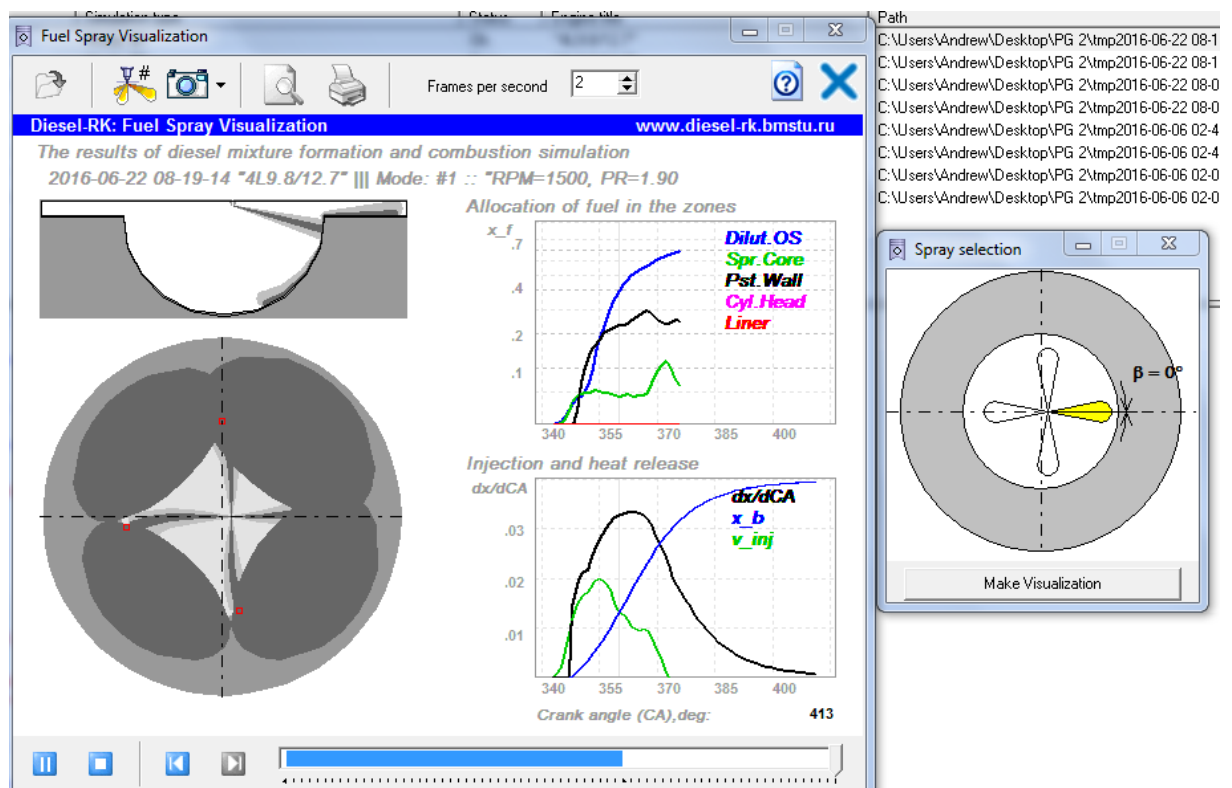


Figura 81 - Dinâmica do spray é ilustrada em forma de vídeo. Além disso, o programa fornece dados para taxa de calor liberada além do comprimento do spray

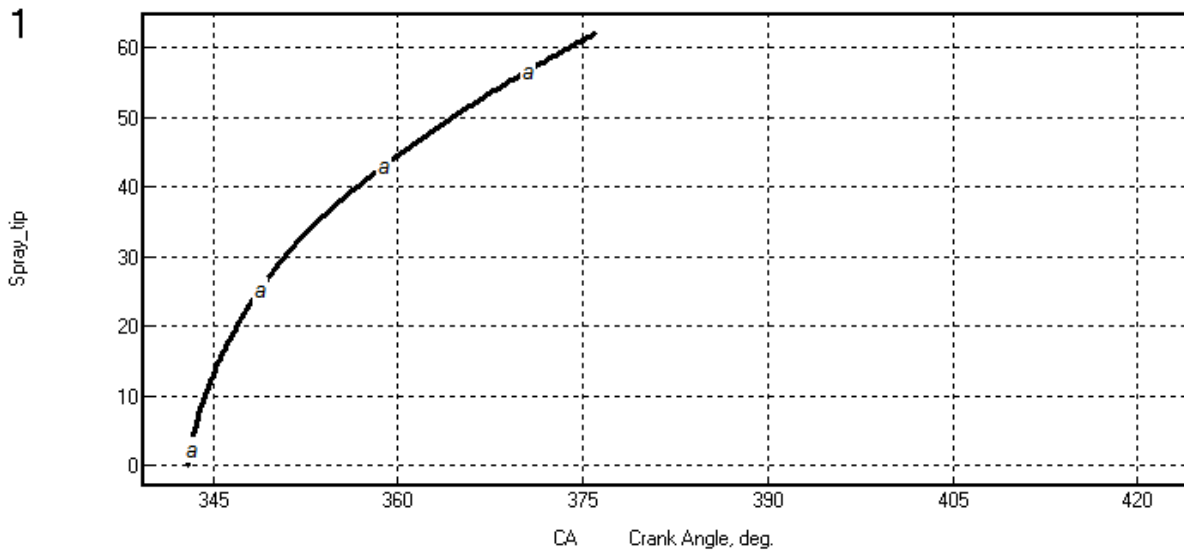


Figura 82 - Máxima penetração para as condições inseridas, 62 mm no instante 377° do virabrequim. Condições estipuladas: diâmetro do orifício $d = 0,120 \mu\text{m}$, rotação de 1500 rpm, pressão de injeção de inferior a 500 bar.

Apenas a título comparativo, a primeira linha da tabela 14 traz a informação para uma situação semelhante, com pressão de 200 bar e o mesmo diâmetro do orifício, obtendo por volta de 69 mm de penetração, um erro desprezível entre o software e o método numérico.

7 CONCLUSÕES

O projeto consistiu na realização de um compêndio de dados informativos necessários à caracterização do spray de forma a obter o máximo comprimento de penetração.

As misturas, apesar de conterem percentuais distintos de cada substância não apresentaram comprimentos de penetração tão distintos ilustrados no ensaio experimental quanto as equações sugerem. Outro fator que teve leve destaque foi o ângulo do cone de spray.

Um dos pontos a otimizar na pesquisa é a busca por uma máquina instrumentada específica para ensaios de spray, de forma que os parâmetros como tempo de injeção, vazão mássica e posicionamento do bico injetor sejam melhor instrumentados.

Outro aspecto relevante se trata dos ensaios de emissão para as duas misturas que mostraram bons resultados no ensaio de motor, sendo estas a Mistura 1 e a Mistura 3. De fato, considerando o ensaio de torque e potência, são misturas que apresentaram boas respostas no motor utilizado e possuem potencial para aplicabilidade.

O motor Perkins utilizado é defasado tanto na concepção de seu projeto quanto no sistema de alimentação de combustível e dosagem de ar. Para conseguir resultados ainda mais otimizados nas faixas de 2000 a 3000 rotações se faz necessária a utilização de uma bomba mecânica dotada de sistema regulador LDA, bem como turbina de geometria variável.

Idealmente, uma bancada com uma gama infinita de possibilidades de otimização necessitaria de um motor de injeção Common Rail, o que possibilitaria várias capacidades de ajuste no tempo de injeção, na quantidade de injeção e no avanço de ignição. Os ajustes no avanço da bomba foi vetado para esse trabalho.

Foi possível obter resultados satisfatórios de penetração, o importante fator de atomização, bem como avaliar os ganhos e as perdas de desempenho em um motor de ignição por compressão.

Sob a ótica da mistura 1, foi possível atestar que o menor fator de atomização k corroborou para ganhos de desempenho no propulsor analisado.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1].**Fenatran: Caminhão movido a etanol é destaque da Scania.** Disponível em: <<http://motordream.uol.com.br/noticias/ver/2011/10/23/fenatran-caminhao-movido-a-etanol-e-destaque-da-scania>>, acessado em 24/09/2015.
- [2].**Ethanol fuel in diesel engines for energy efficiency.** Disponível em: <http://www.baff.info/Filer/SustainableEthanol08/Westman_SCANIA.pdf>, acessado em 25/09/2015
- [3].**Propaganda Caminhão International.** Disponível em <http://www.carroantigo.com/imagens/PROPAGANDAS_NAC/INTERNATIONAL_1961.jpg>, acessado em 25/09/2015
- [4].**Anúncio Mercedes Benz 240 D a venda em Brasília - DF.** Disponível em <<http://carro-automovel-usado.vivalocal.com/auto-veiculo-usado+sobradinho-brasilia/linda--mercedes--luxo/93183102>>, acessado em 25/09/2015.
- [5].**Mercedes Benz W115.** Disponível em <https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_W114#W115>, acessado em 25/09/2015.
- [6].**Motor a álcool,** acervo digital disponível em <<http://archive.is/oilw5>>, acessado em 1/10/2015, relacionado com <<http://www.redetec.org.br/inventabrasil/caralc.htm>>.
- [7].**Surpresa nas ruas de São Paulo em 1976: um carro a álcool.** Disponível em <<http://brasil.estadao.com.br/blogs/arquivo/surpresa-nas-ruas-de-sao-paulo-em-1976-um-carro-a-alcool/>>, acessado em 1/10/2015.
- [8].**Animated Engines: Four stroke engine.** Disponível em <<http://www.animatedengines.com/otto.html>> , acessado em 1/10/2015.
- [9].**Animated Engines: Diesel engine.** Disponível em <<http://www.animatedengines.com/diesel.html>> , acessado em 1/10/2015.
- [10].**Cummins Dual Fuel Engines.** Disponível em <<http://cumminsengines.com/dual-fuel>> , acessado em 15/10/2015.
- [11].MATALON, M., Lecture 13 **Droplet Combustion and Spray Modeling** Disponível em <<https://www.princeton.edu/cefrc/Files/2011%20Lecture%20Notes/Matalon/Lecture-13.pdf>>, acessado em 25/09/2015.
- [12].CP Fitters, Phase 2, Apprenticeship Training, Ireland. Disponível em <<http://86.43.94.97/moodlecp9a/mod/glossary/print.php?id=1&mode=date&hook=&sortkey=UPDATE&sortorder=asc&offset=270>>, acessado em 25/09/2015.
- [13].REITZ, Rolf , **Reciprocating Internal Combustion Engines, Part 5 Atomization** University of Wisconsin-Madison Princeton CEFRC3-5. Disponível em

<<https://www.princeton.edu/cefr/Files/2014%20Lecture%20Notes/Reitz/Princeton-CEFR3-5.pdf>> , acessado em 25/09/2015.

[14].VENSON, G.G.; ESCALANTE, H.A.R.; PIMENTA, A.P, **Determinação do perfil de velocidades e do tamanho médio de gotas de um injetor de combustível plano assistido por ar**. Disponível em <<http://www.abcm.org.br/anais/conem/2010/PDF/CON10-0177.pdf>> , acessado em 25/09/2015.

[15].Diesel injector diagnosis, disponível em <<http://www.knowyourparts.com/technical-articles/diesel-injector-diagnosis/>> , acessado em 30/09/2015.

[16].MARTÍNEZ, S.; SÁNCHEZ-CRUZ, F.A.; BERMÚDEZ, V.R.; RIESCO-ÁVILA (2010), J.M.; **Liquid Sprays Characteristics in Diesel Engines**. Disponível em <<http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/11337.pdf>>, acessado em 10/10/2015.

[17].Diesel injection, ignition, and fuel air mixing, Lecture 16 MIT. Disponível em <<http://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.%2016%20Diesel%20inj,mixing,combustion.pdf>>, acessado em 12/10/2015.

[18].FINCH, E. O. ; BRANDINI, A. **Álcool - a alternativa viável para substituir o óleo diesel em tratores agrícolas**. Disponível em <<http://ainfo.cnptia.embrapa.br/digital/bitstream/item/46350/1/Alcool-alternativa.pdf>>, acessado em 12/10/2015.

[19].The Chemistry of the Diesel Engine, disponível em <<https://chembloggreen1.wordpress.com/page/2/>> , acessado em 18/10/2015.

[20].O que são triglicerídeos. Disponível em <<http://www.alunosonline.com.br/quimica/o-que-sao-triglicerideos.html>>, acessado em 18/10/2015.

[21].Etanol combustível. Disponível em <<http://www.manualdaquimica.com/combustiveis/etanol-combustivel.htm>>, acessado em 18/10/2015.

[22].BOSCH, Robert, Manual de tecnologia automotiva, São Paulo: Edgard Blücher, 2005

[23].BRUNETTI, Franco, Motores de Combustão interna: volume 1 - São Paulo: Blucher, 2012

[24].BRUNETTI, Franco, Motores de Combustão interna: volume 2 - São Paulo: Blucher, 2012

[25]. SAHOO, BB., SAHOO, N., SAHA, (2009), **Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines - A critical review**

[26].CAN, Ö., ÇELIKTEN, I., USTA, N.(2003), **Effects of ethanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection Diesel engine running at different injection pressures**

- [27].FORD EF, BLUMBERG PN (1982). **Performance and durability of a turbocharged diesel fueled with cottonseed oil blends**. Vegetable Oil Fuels Proceedings of the International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuel, ASAE, 1982
- [28].HEMMERLEIN M, KORTE V, RICHTER HS. (1991) **Performance, exhaust emission and durability of modern diesel engines running on rapeseed oil**. SAE Paper, 910848, 1991.
- [29].ALTIN, R., ÇETINKAYA, S., YÜCESU, H.S. (2001), **The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines**
- [30].ALLEN, C. A. W., WATTS, K.C., (2000). **Comparative analysis of the atomization characteristics of fifteen biodiesel fuel types**
- [31].GELLER, D.P., GOODRUM, J.W., SIESEL E.A. **Atomization of short-chain triglycerides and a low molecular weight vegetable oil analogue in DI-diesel engines**
- [32].OZSEZEN, A.N, CANAKCI, M., , SAYIN, C., **Effects of Biodiesel from used frying palm oil on the exhaust emissions of an Indirect Injection (IDI) Diesel engine**
- [33].TAŞKIRAN, O.O., ERGENEMAN, M. **Experimental Study on Diesel Spray Characteristics and Autoignition Process**. Disponível em <<http://www.hindawi.com/journals/jc/2011/528126/>> , acessado em 28/10/2015.
- [34].PANÃO, M.R., MOREIRA, A. L. N., **Estudo Experimental da Dinâmica do Spray de Combustível em Motores de Combustão Interna**. Disponível em <[http://mpanao.no.sapo.pt/Curriculum/Pan o e Moreira Set bal 2002.pdf](http://mpanao.no.sapo.pt/Curriculum/Pan%20o%20e%20Moreira%20Set%20bal%202002.pdf)> , acessado em 28/10/2015.
- [35].GUZZO, M.E.,(2012) **Metodologias para Análise e Caracterização dos Sprays de um Injetor de Injeção Direta de Gasolina**. Disponível em <[http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/BUOS-95RHVS/disserta o marcio guzzo.pdf?sequence=1](http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/BUOS-95RHVS/disserta_o_marcio_guzzo.pdf?sequence=1)>, acessado em 28/10/2015.
- [36].Por que não temos automóveis movidos a diesel no Brasil. Disponível em <<http://www.noticiasautomotivas.com.br/por-que-nao-temos-automoveis-movidos-a-diesel-no-brasil/>> , acessado em 14/09/2015.
- [37].A volta dos automóveis diesel no Brasil. Disponível em <http://www.companhiadeimprensa.com.br/assessoria/carro_diesel/carro_diesel.html> , acessado em 14/09/2015.
- [38].Valmet Linha Álcool. Disponível em <<http://caminhaoantigoBrasil.com.br/valmet-linha-alcool-1985/>> , acessado em 14/09/2015.
- [39]. 2007 24 Hours of Le Mans. Disponível em: <<http://www.autoblog.com/photos/2007-le-mans-24-hours/>> , acessado em 14/09/2015.

- [40]. Ethanol properties. Disponível em <http://www.iea-amf.org/content/fuel_information/fuel_info_home/ethanol/e10/ethanol_properties>, acessado em 28/10/2015.
- [41]. PAUFERRO, Moises, Uso do etanol como combustível para motores diesel: uma discussão sobre a viabilidade. Disponível em <<http://maua.br/files/monografias/completo-uso-etanol-como-combustivel-para-motores-diesel-uma-discussao-sobre-viabilidade.pdf-280825.pdf>> acessado em 30/10/2015.
- [42]. Project Cars #13, A evolução da picape corsa 2.4 e a dificuldade de fazer um projeto fora do comum no Brasil, Disponível em, <<http://www.flatout.com.br/project-cars-13-a-evolucao-da-picape-corsa-2-4-e-a-dificuldade-de-fazer-um-projeto-fora-do-comum-no-brasil/>>, acessado em 20/11/2015.
- [43]. LEFEBVRE. A. H. 1989., **Atomization Thermopedia**. Disponível em <<http://www.thermopedia.com/content/573/>>, acessado em 15/11/2015.
- [44]. HIROYASU H., ARAI M. (1990), **Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines**. SAE Technical Paper 900475.
- [45]. Motor Elko, Revista Quatro Rodas, edição 25 de agosto de 1987. Disponível em <<http://quatorrodas.abril.com.br/acervodigital/>>, acessado em 15/11/2015.
- [46]. D'ELIA, José ,Assembleia convertida, Correio técnico Quatro Rodas, Disponível em <<http://quatorrodas.abril.com.br/blogs/correio-tecnico/2014/11/03/assembleia-convertida/>>, acessado em 21/11/2015.
- [47]. COSTA, B.J., OLIVEIRA, S.M.M (2006) **Dossiê técnico produção de Biodiesel**, Disponível em <<http://sbrt.ibict.br/dossie-tecnico/downloadsDT/MzA0>>, acessado em 21/10/2015.
- [48]. Best example of diesel injector erosion I've seen yet. Disponível em <<http://www.vwdiesel.net/forum/index.php?topic=24493.0>>, acessado em 18/10/2015.
- [49]. Poder calorífico. Disponível em <<http://www.antoniolima.web.br.com/arquivos/combust%C3%ADveis.htm>>, acessado em 21/10/2015.
- [50]. Diesel Fuel. Disponível em <https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_fuel>, acessado em 21/10/2015.

- [51]. Oxiteno lança ultrafluid® eco e viabiliza o uso do etanol em motores de ciclo diesel. Disponível em <<http://www.oxiteno.com.br/cms/blog/2012/mar%C3%A7o/oxiteno-lan%C3%A7a-ultrafluid-eco-e-viabiliza-o-uso-do-etanol-em-motores-de-ciclo-diesel.aspx?area=portugues>> , acessado em 21/10/2015.
- [52]. Visão Geral dos Vídeoscópios (também chamados de Boroscópios). Disponível em <<http://www.infraredequipamentos.com.br/index.php/videoscopia-industrial/videoscopia-e-boroscopia.html>> , acessado em 21/11/2015.
- [53]. Como funciona o sistema de injeção direta Common-Rail. Disponível em <<http://oficinabrasil.com.br/materia-exclusiva/2129-como-funciona-o-sistema-de-injecao-direta-common-rail>>, acessado em 03/11/2015.
- [54]. GOSWAMI, Yogi, The CRC handbook of Mechanical Engineering, Second Edition. Trecho disponível em <<https://books.google.com.br/books?id=wLZ5LHTyBIC&pg=SA3-PA187&dq=SMD+correlation+sprays&hl=pt-BR&sa=X&ved=0CCsQ6AEwAWoVChMI66Pl77iWyQIVBhseCh0yDAiE#v=onepage&q=SMD%20correlation%20sprays&f=false>>, acessado em 03/11/2015.
- [55]. Poder calorífico inferior. Disponível em <http://www.arauterm.com.br/pdf/tabela_pc_inferior.pdf>, acessado em 18/11/2015.
- [56]. O óleo de algodão como fonte para o Biodiesel. Disponível em <<http://www.cnpa.embrapa.br/produtos/algodao/publicacoes/cba6/palestras/1507.pdf>>, acessado em 18/11/2015.
- [57]. Poder calorífico inferior. Disponível em <<http://www.aalborg-industries.com.br/downloads/poder-calorifico-inf.pdf>>, acessado em 18/11/2015.
- [58]. Injection Pump with 6 in-line Cylinders and Centrifugal Governor. Disponível em <<http://www.trainingsystemsaustralia.com.au/products/automotive/cutaways/diesel-injection/injection-pump-with-6-in-line-cylinders-and-centrifugal-governor/>>, acessado em 18/11/2015.
- [59]. Cetane Number Testing of Biodiesel, disponível em <http://biodiesel.org/reports/19960901_gen-187.pdf>, acessado em 20/06/16
- [60]. Fuel injector Holes, (Fabrication of Micro-Orifices for Fuel Injectors). Disponível em <http://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f11/pm003_fenske_2011_o.pdf>, acessado em 20/06/16
- [61]. SILVA, Jamil Lima da, Caracterização do spray de óleo vegetal para operação de motores do ciclo diesel no modo duplo combustível, Disponível em <<http://repositorio.unb.br/handle/10482/19840>>
- [62]. Sementes de Reflorestamento, Macaúba, Disponível em <http://www.villea.com.br/clientes/acrotech/catalogos/acrotech_port.pdf>, acessado em 20/06/2016

[63]. BASTOS, Flavio Adriano, ARICETTI, Juliana Aparecida, TUBINO, Matthieu; Determinação do Número de Cetano de Biodiesel Através da Correlação com o Índice de Iodo, disponível em < <http://sec.sbg.org.br/cdrom/34ra/resumos/T0429-1.pdf>>

[64]. CARVALHO, Ricardo Hosannah de, MARTINS, Wagner Lemes, Avaliação de desempenho do biodiesel da planta piloto da UnB, disponível em <<http://bdm.unb.br/handle/10483/4120>>

[65]. ROSSI, Daniel, Índice de Iodo segundo Wijs, disponível em <<http://professordanielrossi.yolasite.com/resources/Indice%20de%20Iodo%20-%20Metodologia%20Wijs.pdf>>

[66]. PEREIRA, José Claudio, Princípios de funcionamento, instalação, operação e manutenção de grupos geradores, disponível em <http://www.joseclaudio.eng.br/grupos_geradores_2.html>

[67]. Ficha de informações de Segurança de Produto Químico - FISPQ, Álcool Absoluto 99,5° INPM - ITAJÁ, disponível em <http://www.jallesmachado.com/uploads/imagens_textos/files/FISPQ_2015_%20%20%20C3%81LCOOL%20ABSOLUTO%2099%2C5%2C%20BA%20INPM%20ITAJA%20_revisado_.pdf>

9 ANEXOS



Figura 83 - Aparato para verificação de miscibilidade entre óleo Diesel S500, álcool anidro 99,5% e óleos vegetais. Ao fundo, buretas utilizadas no ensaio de viscosidade, em 22/04/2016.



Figura 84 - Auxiliar de laboratório sr. Lázaro realizando ajustes de montagem na bancada de spray adaptada por Jamil Lima da Silva^[61], em 20/05/2016.

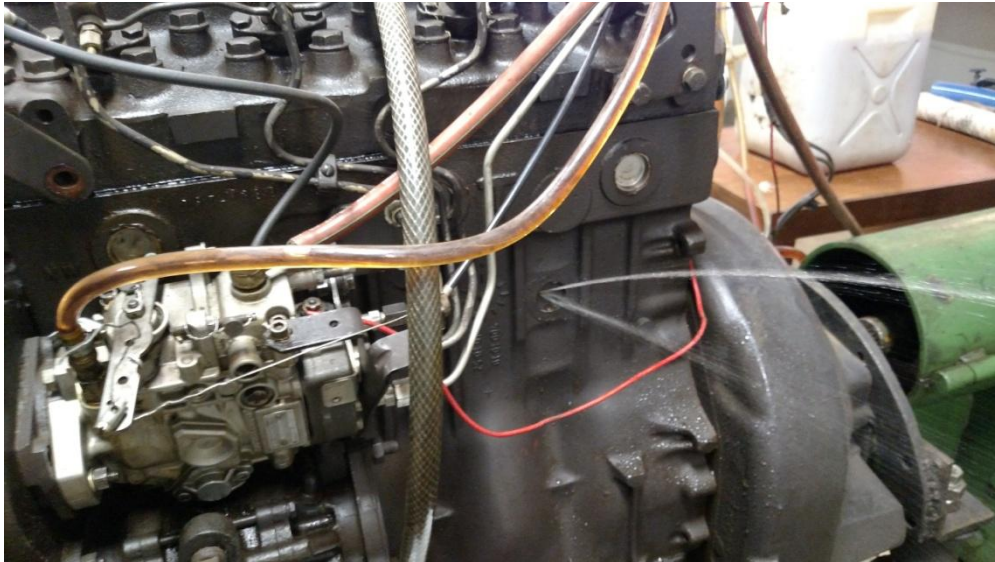


Figura 85 - Início do teste preliminar com motor Perkins Q20B4.236. Selo de água do bloco rompeu, cancelando uma rodada de testes, em 05/05/16.



Figura 86 - Vista frontal do motor Perkins, montado na bancada dinamométrica em 05/05/2016.



Figura 87 - Montagem do reservatório contendo a Mistura 1 (10AA15Macaúba75D), com aferição de massa feita pela balança e linhas de combustível em destaque, em 02/06/2016.



Figura 88 - Balança utilizada nos ensaios dinamométricos, em 02/06/2016



Figura 89 - Dinamômetro Schenck utilizado, em 02/06/2016

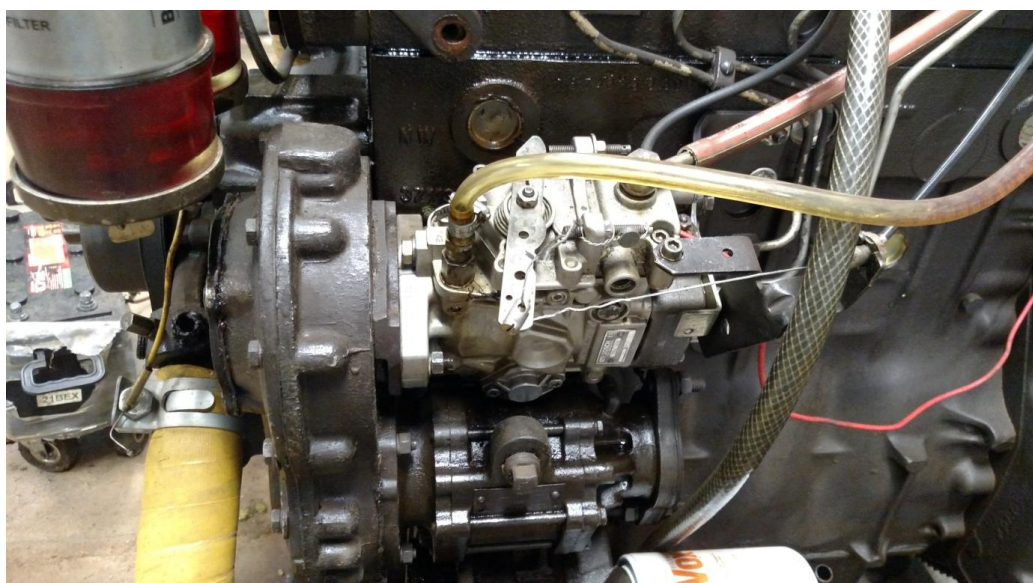


Figura 90 - Destaque para a bomba mecânica Bosch utilizada nos ensaios de motor, em 02/06/2016



Figura 91 - Número de série da bomba Bosch utilizado nos ensaios de motor



Figura 92 - Bico injetor Bosch utilizado nos ensaios de motor



Óleo de Mamona

Nome científico	<i>Ricinus communis L. - Euphorbiaceae (Castor Oil)</i>
Procedência	Produto de fabricação nacional (Made in Brazil)
Forma de obtenção	Prensagem a frio e filtração (Cold pressing and filtration)
CAS / EINECS	8001-79-4 / 232-293-8
Parte utilizada	Semente

CARACTERÍSTICAS FÍSICO QUÍMICAS

Característica	Especificação	Resultado	Metodologia
Aspecto	Denso / Levemente Turvo	De acordo	
Cor (25°C)	Levemente amarelado	De acordo	Propriedades Organolépticas
Densidade (25°C g/ml)	0,930 – 0,965	0,957	*IAL 337/IV
Estado Físico (25°C)	Altamente viscoso	De acordo	Propriedades Organolépticas
Índice de Acidez (mg KOH/g)	< 5,0	3,21	*IAL 325/IV
Índice de Iodo (Wijs)	80 – 120	80,19	*IAL 329/IV
Índice de Peróxido (meq/kg)	< 10	2,77	*IAL 326/IV
Índice de Refração (n _D 40°C)	1,4600 – 1,4850	1,4775	*IAL 327/IV
Índice de Saponificação (mg KOH/kg)	175 – 195	179,67	*IAL 328/IV
Odor (25°C)	Característico	De acordo	Propriedades Organolépticas

* Metodologia - Instituto Adolfo Luz

CONTAGEM MICROBIANA

Característica	Especificação *	Resultado
Bactérias totais – 1.000 UFC/g	<10 ³ UFC/g	De acordo
Fungos e leveduras – 100 UFC/g	<10 ² UFC/g	De acordo
Coliformes totais	Ausente	De acordo
E. Coli	Ausente	De acordo
Staphylococcus Aureus	Ausente	De acordo
Pseudomonas SP	Ausente	De acordo

* Metodologia - Farmacopéia Brasileira - Vol. 1 – 5 ed – 2010

LOTE: RIN 990-1/10.152

DATA DE FABRICAÇÃO: 04/02/2016

DATA DE VALIDADE: 18 meses após a data de fabricação em embalagens lacradas.

Conservar em local seco e arejado, temperatura máxima 25°C não expor este produto ao calor nem a raios solares.

PRINCIPAIS APLICAÇÕES: Uso cosmético.

Liberado por: NAIR S. OLIVEIRA Chefe de Produção	Analisado por: GERCILIA F. GÓDY CRG SIFRENTI Controle de Qualidade	Aprovado por: MARCELO ROMÃO Responsável Técnico
--	---	---

As informações aqui contidas são fornecidas de boa fé. Recomendamos que nossos produtos sejam testados para verificar a conveniência de seu uso antes de adotá-los industrialmente. Estas informações não devem ser entendidas como permissão para utilização de métodos ou composição cobertas por qualquer patentes.

(61) 3032-5568
 contato@mundodosoleos.com.br

C_SW 504 Boco "B" Loja 140 Sudoeste, Brasília - DF

Figura 93 - Ficha técnica do óleo de Mamona (Rícino) utilizado nos ensaios laboratoriais, de spray e de motor

SEVALSA
Acrocomia aculeata

CARACTERÍSTICAS FÍSICO-QUÍMICAS

Procedência:	Nacional
Aparência:	Líquido de baixa viscosidade
INCI:	Acrocomia aculeata (Macauba) Oil
CAS:	8001-79-4

CARACTERÍSTICAS	PADRÃO	RESULTADO
Cor:	Amarelado	Ok
Ocor:	Característico	Ok
Gravidade Específica g/cm ³	0.900 - 0.950	0.920
Índice Iodo (g/100g Wijs)	20 - 60	54,05
Índice Saponificação (mgKOH/g)	220 - 260	258
Índice Acidez	Máx. 8.0	Ok
Índice Peróxido (mEQ/kg)	< 10	Ok
Solubilidade em água	Insolúvel	Ok

COMPOSIÇÃO EM ÁCIDOS GRAXOS (%)

(C08:0) Caprílico	5,96
(C10:0) Cáprico	1,79
(C12:0) Láurico	12,95
(C14:0) Mirístico	9,49
(C16:0) Palmítico	12,62
(C16:1) Palmitoléico	2,29
(C18:0) Estearico	6,58
(C18:1) Oléico – ômega 9	40,17

Fabricação	09/2015
Validade	18 meses
Lote:	MAOC38/15
Quantidade	1.000 L
Invoice	000
Armazenagem:	Em recipientes cheios e bem vedados

OBS: O produto acima especificado apresenta suas características e propriedades conforme especificações técnicas e padrão de qualidade previamente estipulado. Certificado relativo ao produto após sua fabricação, devidamente identificado e lacrado, e não exime de responsabilidade do usuário em realizar sua própria análise a fim de verificar se as características do produto atendem a aplicação pretendida. Os dados contidos nesta especificação são provenientes do fabricante não nos responsabilizamos por perdas e danos decorrentes destes.

Produto para uso exclusivamente industrial e cosmético. Proibido o manuseio por pessoas não habilitadas. Armazenar em local seco e fresco. Manter embalagem fechada.

(cópia do original - dispensa assinatura)

Figura 94 - Ficha técnica do óleo de Macaúba utilizado nos ensaios químicos, de spray e de motor