

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Jamil Lima da Silva

**CARACTERIZAÇÃO DO SPRAY DE ÓLEO VEGETAL PARA
OPERAÇÃO DE MOTORES DO CICLO DIESEL NO MODO DUPLO
COMBUSTÍVEL**

**TESE APRESENTADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
DOUTOR NO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS
MECÂNICAS DA FACULDADE DE TECNOLOGIA - UnB**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

**CARACTERIZAÇÃO DO SPRAY DE ÓLEO VEGETAL PARA
OPERAÇÃO DE MOTORES DO CICLO DIESEL NO MODO DUPLO
COMBUSTÍVEL**

Autor: Jamil Lima da Silva

Orientador: Dr. Carlos Alberto Gurgel Veras

Co-orientador: Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira

Publicação: ENM TD030 2015

Brasília, Dezembro de 2015.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**CARACTERIZAÇÃO DO *SPRAY* DE ÓLEO VEGETAL PARA
OPERAÇÃO DE MOTORES DO CICLO DIESEL NO MODO DUPLO
COMBUSTÍVEL**

AUTOR: JAMIL LIMA DA SILVA

**TESE DE DOUTORADO APRESENTADA AO PROGRAMA DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS DA FACULDADE
DE TECNOLOGIA, UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS À OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
DOUTOR EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.**

APROVADA POR:

Prof. Dr. Carlos Alberto Gurgel Veras – ENM/UnB (Presidente)

Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira (Co-orientador)

Prof. Dr. Manuel Nascimento Dias Barcelos Junior – (FGA/UnB)

Prof. Dr. Marcus Vinícius Girão de Moraes – (ENM/UnB)

Prof. Dr. Augusto Cesar de Mendonça Brasil – (FGA/UnB)

Prof. Dra. Thais Maia Araújo - (UF/ABC) – Externo

BRASÍLIA/DF, DEZEMBRO DE 2015

FICHA CATALOGRÁFICA

SILVA, JAMIL LIMA

Caracterização do Spray de Óleo Vegetal para Operação de Motores do Ciclo Diesel no Modo Duplo Combustível [Distrito Federal] 2015.

xvii, 124p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Doutor, Ciências Mecânicas, 2015).

Tese de Doutorado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Combustão

2. Penetrabilidade

3. Spray

4. Duplo Combustível

I. ENM/FT/UnB

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

SILVA, J. L. (2015). Caracterização do Spray de Óleo Vegetal para Operação de Motores do Ciclo Diesel no Modo Duplo Combustível, Publicação XXX, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 124p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Jamil Lima da Silva.

TÍTULO: Caracterização do Spray de Óleo Vegetal para Operação de Motores do Ciclo Diesel no Modo Duplo Combustível

GRAU: Doutor

ANO: 2015

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta tese de doutorado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa tese de doutorado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Jamil Lima da Silva

Rua Armando Gomes 121 – Conjunto Cambará
69.313-398 Boa Vista – RR – Brasil.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Alessandro Borges de Oliveira o meu agradecimento sincero pelo companheirismo e colaboração na orientação do meu mestrado em Ciências Mecânicas e agora na minha batalha pelo Doutorado.

Ao Técnico de Laboratório José Filipe, o meu agradecimento sincero pela sua amizade e colaboração.

Ao Reitor do IFRR Prof. Ademar de Araújo Filho, pelo incentivo e colaboração na minha caminhada ao Doutorado.

Ao Dr. Jaci Lima da Silva o meu sincero agradecimento pelo companheirismo, colaboração e discussões que enriqueceram meus conhecimentos.

Não poderia deixar de agradecer a Deus por permitir esses acontecimentos. A minha esposa e companheira de todos os momentos. Meus cinco filhos que enriquecem minha vida de felicidades e alegrias.

Resumo

Este trabalho trata do estudo de caracterização da penetrabilidade do spray de óleos vegetais para operar motores de combustão interna do ciclo Diesel no modo duplo combustível. Por meio de uma abordagem teórica experimental estudamos o fenômeno da atomização responsável pela geração do spray em ambientes gasosos. Uma efetiva atomização tem o papel de propiciar um aproveitamento ideal do óleo vegetal como chama piloto na operação do motor diesel no modo duplo combustível. Dentro deste contexto, esta pesquisa traz como objetivo principal definir um conjunto de equações paramétricas que possibilitem a estimativa do índice de penetrabilidade de sprays em sistema *common-rail*. Através de correlações publicadas na literatura correspondente, foi possível estimar os outros parâmetros que tipicamente são empregados para caracterizar spray de óleo vegetal. Empregou-se a técnica de obtenção de imagem e tratamento das mesmas para definir o índice de penetrabilidade em algumas condições operacionais do sistema de injeção de óleo vegetal. Foi possível por meio desta técnica, elaborar correlações matemáticas que fornecem o índice de penetrabilidade de sprays em sistema *common-rail* operando com óleo vegetal. Para obter as imagens, foi desenvolvida uma bancada completa que permitisse estimar o índice de penetrabilidade do jato com boa precisão e repetitividade. Finalmente, operou-se um motor no modo duplo combustível, com gás natural veicular e óleo de soja, este responsável pela chama piloto no motor do ciclo diesel. Foi possível recuperar a potência original do motor (100% diesel) empregando-se tais combustíveis alternativos.

Abstract

This work deals with the study of characterization of the spray penetration of vegetable oils to operate internal combustion engines Diesel cycle in dual fuel mode. Through experimental approach theoretical, study the atomization phenomena responsible for the generation of the spray gas environments. Effective atomisation has the role of providing an optimal utilization of vegetable oil as a pilot flame in the diesel engine operating in the dual fuel mode. Within this context, this research has as main objective to define a set of parametric equations that allow the estimated penetration rate of sprays in common-rail system. Through the corresponding correlations published literature, we can estimate the other parameters that are typically used to characterize vegetable oil spray. The technique employed for obtaining images and treat them to set the penetration rate in some operating conditions of the vegetable oil injection system. It was made possible by this technique, elaborate mathematical correlations that provide the penetration rate of sprays in common rail system operating with vegetable oil. For images, it developed a full bench that allows estimate the penetration rate of the jet with good accuracy and repeatability. Finally, an engine operated in the dual fuel mode with carrier gas and soybean oil, the pilot flame responsible for the diesel engine cycle. It was possible to recover the original engine power (100% diesel) employing such alternative fuels.

Sumário

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract	iii
Sumário	iv
Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	x
Lista de Símbolos	xi
Siglas	xii

Capítulo 1

1. Introdução	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Estado da Arte.....	14

Capítulo 2

2. Fundamentação Teórica e Métodos Experimentais	18
2.1. Atomização de Líquidos	18
2.2 Tipos de Atomizadores.....	19
2.2.1 Atomizador Duplo Fluido.....	19
2.2.2 Atomizadores Rotativos.....	19
2.2.3 Atomizadores Eletrostáticos.....	20
2.2.4 Atomizadores Ultrassônicos	20
2.2.5 Atomizadores de Pressão.....	20

2.3	Adimensionais Relevantes.....	20
2.3.1	Numero de Weber.....	20
2.3.2	Numero de Reynolds.....	21
2.3.3	Numero de Ohnesorge.....	21
2.4	Métodos Experimentais Aplicados em Atomização.....	24
2.4.1	Phase Doppler Interferometry.....	24
2.4.2	Laser Diffraction	25
2.4.3	Particle Image Velocimetry.....	25
2.4.4	Shadowgraphy.....	25
2.5	Caracterização de Injetores.....	26
2.5.1	Coeficiente de Descarga.....	26
2.5.2	Tamanho Médio das Gotas.....	27
2.5.3	Ângulo de Abertura do Spray.....	27
2.5.4	Equações Paramétricas.....	27

Capítulo 3

3.1	Metodologia.....	31
3.1.1	Sistema de Aquisição de Dados.....	31
3.1.2	Técnicas de Obtenção de Imagens.....	34
3.1.3	Fluidos Utilizados nos Testes.....	38
3.2	Bancada Dinamométrica.....	40
3.2.1	Características do Motor.....	40
3.2.2	Sistema de Aquisição de Pressão.....	41

3.2.3 Sistema de Medida de Consumo de Combustível.....	41
3.2.4 Dinamômetro de Carga.....	42
3.2.5 Cilindro de Gás Natural.....	42
3.2.6 Regulador de Pressão.....	42
3.2.7 Venture Misturador.....	43
3.2.8 Rotâmetro.....	43

Capítulo 4

Caracterização do Spray.....	44
4.1 Conceitos Preliminares.....	44
4.2 Metodologia Específica.....	48
4.3 Resultados e Discursões.....	50
4.4 Contextualização da Caracterização da Penetrabilidade com os ensaios Dinamométricos.....	57

Capítulo 5

Ensaio Dinamométrico.....	59
5.1 Definições Preliminares.....	59
5.1.1 Atraso da Ignição.....	59
5.1.2 Avanço da Injeção.....	60
5.2 Operação do Motor no Modo Duplo-Combustível.....	64
5.2.1 Injeção Piloto.....	64
5.2.2 Admissão de Gás Natural (GNV).....	64
5.2.3 Parâmetros Medidos.....	65
5.2.4 Revisão e Preparação do Motor.....	66

5.2.5 Testes Preliminares.....70

5.2.6 Testes no Modo Duplo Combustível.....70

Capítulo 6.

Conclusões e Recomendações.....76

6.1 Conclusões.....76

6.2 Recomendações.....76

Lista de Figuras

Figura 1.1: Mapa Geográfico da Amazônia.....	2
Figura 1.2: Distribuição de Energia Elétrica no Brasil.....	4
Figura 1.3: Potencialidade do Nosso Bioma.....	7
Figura 1.4: Planta da Geração de Potência Operando 100% com Biomassa.....	9
Figura 1.5: Parâmetros Relevantes de um Spray num motor Diddel.....	10
Figura 1.6: Caracterização do Spray por Imagens	11
Figura 1.7: Spray de Diesel Típico em um Sistema em alta Pressão.....	12
Figura 2.1. Regimes de Quebra Primária	23
Figura 2.2 Morfologia do Jato nos Diferentes Regimes de quebra Primária	24
Figura 3.1 Esquema Geral de Funcionamento do Banco de ensaios.....	31
Figura 3.2 Bancada de Atomização.....	32
Figura 3.3 Tipo de Injetor Empregado nos Testes.....	34
Figura 3.4 Análise da Geometria da Ponta do Injetor	35
Figura 3.5 Desenho Esquemático do Spray Originado me Sistema Common Rail	35
Figura 3.6 Sistema de Captura de Imagem de Spray	35
Figura 3.7 Imagem de Um Spray de Um Injetor Mecânico	36
Figura 3.8 Índice de Penetração de Spray Obtido por meio de Injetor Mecânico...	36
Figura 3.9 Morfologia de Spray Produzido por Injetor Mecânico	37
Figura 3.10 Tipos de Jatos em injetores Mecânicos e Common Rail.....	37
Figura 3.11 Imagens dos Cinco Jatos do Injetor Common Rail.....	38
Figura 3.12 Configuração Final do sistema de Geração de Imagens	38

Figura 3.13 Bancada para Testes Para Motor Diesel.....	40
Figura 4.1 Morfologia de Spray em Função da Pressão de Injeção.....	48
Figura 4.2 Morfologia destacada do Spray após o Tratamento de Imagens.....	50
Figura 4.3: Gráfico da Penetração com Variação de pressão nas Temperaturas do Óleo de Soja a 50°C e 70°C em um injetor de Orifício de Saída 83,7.....	50
Figura 4.4 Visualização da Influência da Pressão de Injeção sobre o Óleo de soja.....	52
Figura 4.5 Correlações para Vazão de Combustíveis em Injetores Common Rail.....	53
Figura 4.6 Gráfico da Penetração em um Injetor de Orifício com Diâmetro 88,6.....	54
Figura 4.7 Gráfico Comparativo da Caracterização das Penetrações do Spray por Diversos Autores.....	55
Figura 4.8 Gráfico Comparativo da Caracterização Obtida por Diversos Autores.....	56
Figura 4.9 Morfologia da Cinemática Biel-manivela.....	57
Figura 4.10 Curva do Avanço do Pistão.....	58
Figura 5.1 Taxa de Queima em Motor Diesel com Chama Piloto e Gás de Síntese.....	60
Figura 5.2 Curva de Pressão no Interior do Cilindro em função do Tempo.....	61
Figura 5.3 Viscosidade x Temperatura de Alguns Óleos	62
Figura 5.4 Diferentes Regimes de Pressão do Motor Diesel	63
Figura 5.5 Imagens Preliminares da Câmara de Combustão Obtidas por Boroscopia...	70
Figura 5.6 Resultados da Potência e Rotação em Função do Tempo de ensaio para Mistura Diesel e Óleo de Soja.....	71
Figura 5.7 Resultados da Potência e Rotação em Função do Tempo de ensaio para Gás Natural e Óleo de Soja.....	72
Figura 5.8 Gráfico da Curva de Pressão no DC e Diesel.....	72
Figura 5.9 Curva de Pressão para diferentes cargas de Gás Natural.....	73
Figura 5.10 Curva de Pressão no DC E Diesel.....	73
Figura 5.11 Consumo de Combustível nos diferentes Modos de Operação	75
Figura 5.12 Imagens da Câmara de Combustão obtidas por Boroscopia.....	75

Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Características dos Óleos de Soja e Diesel	39
Tabela 4.1: Resultados Experimentais da Penetração com Variação da Pressão em aplicação em dois Injetores de Diâmetros de saída de Orifício 83,7 e 88,6	53
Tabela 4.2: Determinação do fator de convergência ou divergência do bocal de saída.....	55
Tabela 5.1: Níveis de Contribuição Energética da Chama Piloto.....	68

Lista de Símbolos

A_o	Área de seção transversal de um orifício
A_b	Área da base
A_n	Área do núcleo de descarga
A_s	Área da superfície
B_{10}, B_{30}, B_{50}	Mistura Etanol/Diesel
C_d	Coefficiente de atraso
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
C_p	Calor Específico
D_0	Diâmetro inicial
D_f	Diâmetro do Furo
F_d	Força de arrasto
\dot{m}	Continuidade
M_o	Momento do Fluxo
NO _x	Numero de Oxidação
O_h	Número de Ohnesorge
P	Potência
P_i	Pressão de Injeção
PIV	Particle Image Velocimetry
PTV	Particle Tracking Velocimetry
S	Penetração

t	Tempo
U	Voltagem
U_o	Velocidade de Saída
I	Corrente Elétrica
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífica Superior
PCV	Poder Calorífico Volumétrico
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
Re	Número de Reynolds
SMD	Diâmetro de Médio de Salter
T_c	Tempo de Combustão
Tan	Tangente
σ	Tensão
μ	Micro
Δ	Variação
ΔP	Variação de Pressão
Σ	Somatório
ρ	Densidade
λ	Condutividade Térmica
ϕ	Diâmetro

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
IPT	Instituto de Pesquisa e Tecnologia
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e estatística
ANEEL	Agencia Nacional de Energia Elétrica
IDH	Índice de Desenvolvimento Humano
CCC	Conta de Consumo de Combustível
GNV	Gás Natural Veicular
ME	Ministério da Educação
MMB	Mercedes Benz do Brasil
SI	Sistema Isolado
RE	Relação de Equivalência
TEG	Taxa Específica de Gaseificação
TEPG	Taxa Específica de Produção de Gás
CH ₄	Gás metano
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
MP	Material Particulado
NO _x	Óxido de Nitrogênio
PAH	Hidrocarbonetos Policíclicos Aromáticos
PROCONVE	Programa Nacional de Controle de Emissões Veicular
SO _x	Óxido de Enxofre
ANP	Agencia Nacional de Petróleo
CMTC	Companhia Municipal de Transportes Coletivos

Capítulo 1 -

Introdução

1.1. Contextualização

Dos 21,1 milhões de habitantes da Amazônia Legal Brasileira, 69% encontram-se nas áreas urbanizadas (IBGE, 2001), onde os baixos índices de saúde, educação, salários e ausência de equipamentos urbanos, expressam a baixa qualidade de vida da população local. A presença humana na região, ao mesmo tempo em que condiciona alterações ambientais, é influenciada pelo ambiente resultante, a ponto da condição de vida nos assentamentos comunitários ser considerada um dos maiores e piores problemas ambientais (Becker, 2001). A Amazônia é diferenciada do resto do país e do mundo. Dados de suas grandezas saltam aos olhos de qualquer leitor por sua ordem de dimensão, quer seja nas de suas terras, flora, fauna e recursos naturais, quer seja nas dissimetrias em relação as demais regiões brasileiras, com dados sociais e econômicos, ao mesmo tempo, preocupantes e desafiadores para uma ação efetiva de governantes, administradores, pesquisadores, políticos, enfim, de todos aqueles que se dedicam a estudá-la e a promover o seu desenvolvimento (Jornal Ambiente Brasil (2015)). Apesar da riqueza e da grandiosidade da região, constituem uma população com significativa parcela excluída das condições mínimas de bem estar econômico e social. Ao comparar os indicadores sociais e de serviços públicos oferecidos ao cidadão amazônida, com aqueles das demais regiões brasileiras constata-se facilmente nossa afirmação.

A distribuição da população, cuja concentração maior ocorre na banda oriental da Amazônia, onde os estados do Pará e do Maranhão detêm a metade da população de toda a região. Numa área de dimensões continentais a concentração urbana provoca imensos vazios populacionais e conferem a Amazônia uma densidade demográfica de 3,67 habitantes por quilômetro quadrado, a mais baixa das regiões brasileiras que, no total, apresentam uma densidade de 18,38 habitantes por quilômetro quadrado. Observe-se ainda que vivem na região cerca de 140 mil índios, que representam 80% do contingente indígena do país (Jornal Ambiente Brasil (2015)).

Os grandes vazios populacionais decorrem pelo fato de a Amazônia abrigar a maior floresta tropical úmida do planeta e, também, o mais importante e complexo sistema de água doce do mundo, com aproximadamente 7 milhões de quilômetros quadrados de área de drenagem, com cerca de 1.100 rios. Ao lado dessa imensa rede hidrográfica, sua flora, assegura a Amazônia o título de detentora da maior biodiversidade em todo o mundo.

A Fig. 1.1 ilustra a planície Amazônica, com destaque para seus aspectos hidrográficos e seu relevo. Pode se verificar uma quase ausência de diferença de cotas (altitudes) que possibilitariam a exploração de pequenas centrais hidroelétricas (PCH's), por exemplo, na produção de eletricidade nas regiões próximas ao rio Amazonas. Como ilustração, a distância entre Manaus e Belém é da ordem de 1300 km, enquanto a diferença de altitude entre as cidades é inferior a 45 metros. Quedas d'água, contudo, podem ser encontradas nos limites da planície Amazônica, onde se encontram inúmeras centrais de geração hidroelétrica. Na planície Amazônica, restam explorar a energia fotovoltaica e aquela oriunda da biomassa, na produção de eletricidade. Neste contexto, é de se esperar que os níveis de potência elétrica sejam modestos, quase exclusivamente para consumo local em pequena escala.



Figura 1.1: Mapa Geográfico da Amazônia (Portal da Amazônia 2001).

O sistema de distribuição de energia elétrica no Brasil é operado por 67 empresas dentre as quais 9 estão na região norte, 11 na região nordeste, 5 na região centro-oeste, 22 na região sudeste e 17 na região sul do país (ANEEL 2014).

Na região Norte 70% da população tem acesso à energia elétrica, sendo que em alguns Estados esse percentual alcança os 80% (ANEEL 2014). Atuar nessa região, construindo usinas hidrelétricas e termelétricas, linhas de transmissão e subestações, tem sido, portanto, um desafio gigantesco e, é pensando nesses fatores que objetivamos nosso trabalho.

As empresas que utilizam o potencial energético da Amazônia consistem nas usinas de geração de energia elétrica – as hidrelétricas, pequenas centrais elétricas e termoelétricas. O uso não consciente dos recursos hidráulicos pode implicar em inundações de áreas florestais; sítios arqueológicos; áreas urbanas e rurais; fragmentação de ecossistemas; e conflitos sociais devido à transferência de comunidades para outras regiões, para evitar inundação de suas residências. (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE – MMA, 2014).

A Fig. 1.2 apresenta as linhas principais de distribuição de energia elétrica no Brasil. Pode-se verificar na figura uma ausência de linhas de distribuição no sentido norte-sul, ao longo de toda a planície Amazônica. Nesta região, tem-se apenas um linha que corre paralela ao Rio Amazonas, de Manaus a Tucuruí com um ramo que alcança o Macapá.

Segundo Pinho, (2008), algumas das fontes energéticas mais conhecidas para a geração de energia elétrica são a solar, a eólica, a térmica, a química, a hidráulica e a nuclear. A energia solar na terra decorre da incidência dos raios solares na forma de luz e calor e é, na realidade, a origem de todas as outras formas de energia. O Brasil é um país tropical, com intensa irradiação solar, principalmente a região Amazônica que se localiza próxima a linha do equador. Assim o potencial de utilização da irradiação solar como fonte alternativa para fornecimento de energia elétrica é uma opção tecnicamente viável. A energia solar, contudo, ainda tem custo elevado em relação à fonte hidráulica, mas em pequena escala é uma possibilidade que vem sendo aplicada principalmente no uso residencial.

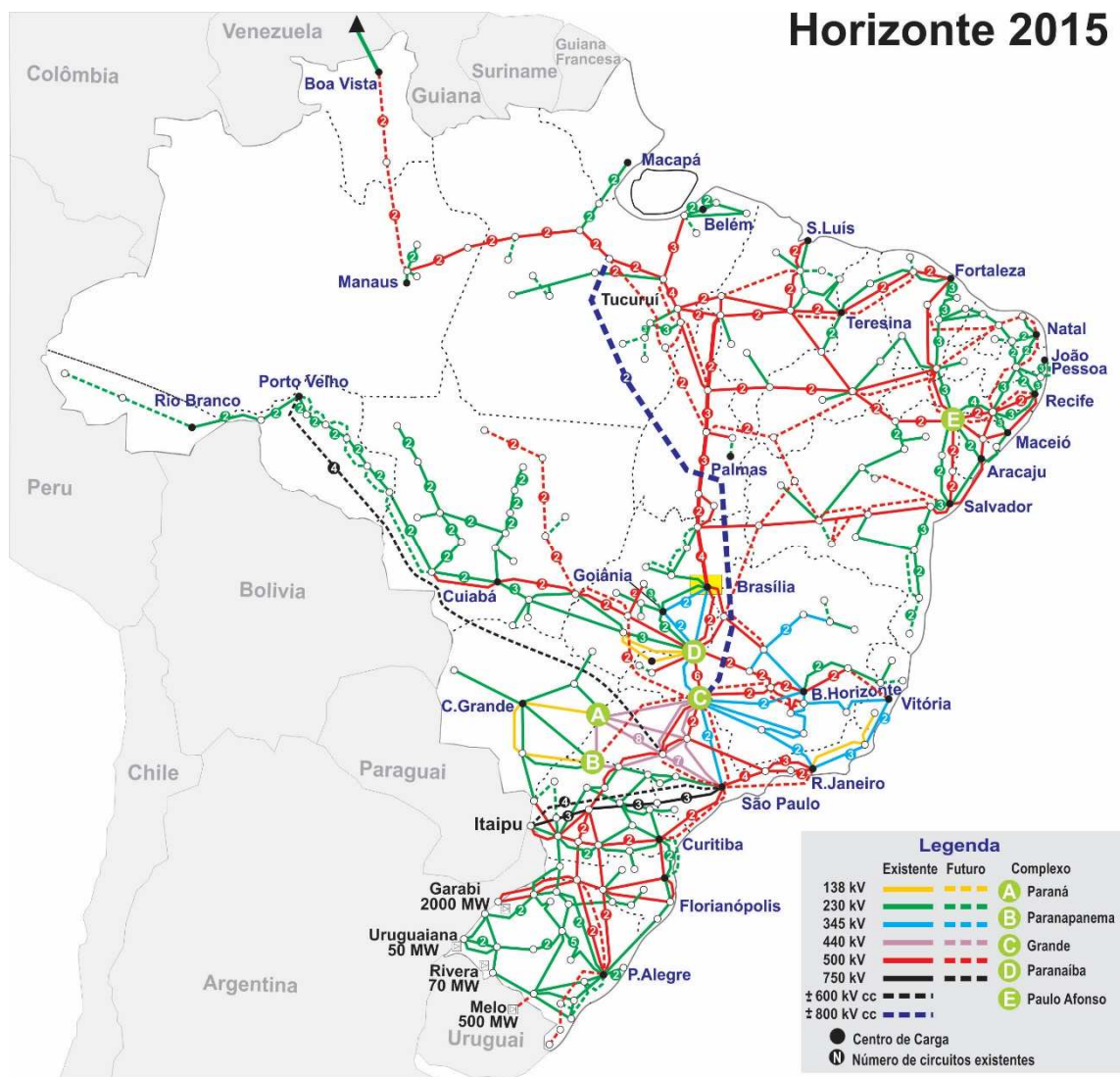


Figura 1.2: Distribuição de energia elétrica no Brasil, linhas principais (ANEEL 20015).

As comunidades isoladas de diversas regiões e principalmente da Amazônia produzem eletricidade por meio de motores Diesel. A dificuldade no acesso a esse produto é muito grande nessas localidades ocasionando uma alta no seu valor, muitas vezes atingindo três vezes o preço cobrado nos grandes centros. Estas regiões são riquíssimas em plantas oleaginosas. No caso dessas localidades qual seriam as alternativas? Na Amazônia o suprimento de eletricidade já ocorre em algumas comunidades remotas, independentemente da concessionária. Esse suprimento é limitado a poucas horas, caro

e ineficiente é resultado de uma mobilização de pessoas que rateiam os custos de combustível (diesel) e manutenção e muitas vezes instalam a própria rede (Andrade, 2010). Em pequenos vilarejos distantes das redes de distribuição, onde a própria comunidade administra o gerador e a mini rede, com capacidade requerida entre 10 e 100 kW, em geral, o óleo diesel para alimentar os motores é adquirido de fornecedores não autorizados, que navegam pelos rios da Amazônia comprando produtos da floresta e vendendo mercadorias a um preço muito elevado. Quando o combustível é comprado nas sedes dos municípios, o preço é menor, mas parte do óleo deve ser usada no transporte até o local do consumo. Muitos desses motores, devido à manutenção precária, consomem cerca de 500 g/kWh, o que corresponde a cerca de 30 por cento superior ao limite de consumo específico de combustível estabelecido pela ANEEL (2010).

Os motores do ciclo diesel se valem da energia térmica da queima do combustível (calor) dentro de uma câmara e por isso são classificados como motores de combustão interna. O motor Diesel ou motor de ignição por compressão é um motor de combustão interna em que a inflamação do combustível se faz pelo aumento da temperatura provocada pela compressão da mistura. Nestes motores, a taxa de compressão é alta, variando entre 14:1 a 25:1 (Reis, 2004). Na câmara de combustão, o ar já comprimido recebe um jato de diesel no instante em que a compressão está próxima do nível máximo. Com a alta a temperatura o óleo é inflamado, sem a necessidade de sistemas de ignição. O combustível começa a ser injetado um pouco antes do pistão atingir o PMS para dar tempo do combustível vaporizar e misturar com o ar (atraso físico) e, na sequência, alcançar níveis de temperatura que possibilitem a autoignição (atraso químico).

Em 1860 surgiu o primeiro motor de combustão interna operando com gás. As técnicas de gaseificação de sólidos teve sua evolução a partir de 1910 quando Georges Christian e Peter Imbert desenvolveram a gaseificação do carvão. Um motor do ciclo diesel pode ser adaptado para operar no modo duplo combustível. Neste caso, o motor é adaptado para operar com características mais próximas de um motor do ciclo Otto, onde uma mistura gasosa de ar e combustível, previamente misturados é inflamado por uma centelha. Assim, uma pequena injeção de óleo diesel permite substituir a vela de ignição, como processo primário de ignição da mistura.

Eston e Wachockier (1986) partindo de trabalhos experimentais utilizaram um motor diesel adaptado para operar com duplo combustível. O motor possuía taxa de compressão de 16:1, era equipado com bomba injetora rotativa e tinha um deslocamento de 3870 cm³. Para realizar os ensaios, foi desenvolvido um misturador de ar e metano, com difusor de 29,5 mm de diâmetro. Com objetivo de avaliar o início e a duração da injeção, um transdutor de pressão de alta frequência foi instalado na tubulação de alta pressão que liga a bomba ao injetor. Foi possível recuperar o desempenho original por meio da otimização do débito de diesel, que deixa de operar somente como chama piloto e passa a participar do fornecimento efetivo de energia. Entretanto, a consequência do aumento de diesel é uma excessiva variação de pressão, que compromete a durabilidade do motor. O controle do aumento abrupto de pressão pode ser feito com a redução da alimentação de diesel, que é acompanhado da redução de torque e potência. Por outro lado, o enriquecimento da mistura ar-combustível por meio do aumento da alimentação de gás não tem efeito substancial sobre a pressão no interior do cilindro. Por fim, os níveis de vibrações no bloco do motor a duplo combustível é sensivelmente inferior ao do diesel, o que promove uma operação mais estável e certamente é positivo para a durabilidade do motor.

O óleo diesel injetado na câmara de combustão funciona também como refrigerante do bico injetor. Há uma tendência de elevação da temperatura dos bicos injetores para a aplicação de gás natural com tecnologia duplo-combustível. Por isso, recomenda-se utilizar uma injeção piloto mínima da ordem de 5% do débito verificado pela potência nominal do motor (Conceição, 2006).

O mapa da Fig. 1.3 apresenta a potencialidade da diversidade da flora Brasileira, com uma variedade de oleaginosas que podem fornecer matéria-prima para produção de combustíveis alternativos, nas localidades onde há pouca penetração do sistema de distribuição de eletricidade, notadamente nas regiões norte e nordeste.

Operar um Motor diesel com óleo vegetal puro ou com gás de gaseificação, no modo duplo combustível é a solução mais relevante nessas condições. A biomassa é considerada um combustível de grande potencial para o futuro do planeta, principalmente quando se leva em conta a possibilidade da utilização de resíduos agrícolas, industriais e domésticos. As tecnologias associadas na exploração destes

insumos podem migrar para regiões isoladas, considerando-se a diminuição dos custos de produção (fator de escala) e penetração em novos mercados.



Figura 1.3: Potencialidade do Bioma brasileiro.

Neste sentido, o presente trabalho avalia alguns aspectos tecnológicos que precisam ser melhor compreendidos no processo de adequação dos atuais motores diesel para operarem com combustíveis oriundos de fontes alternativas, seja na fase líquida ou gasosa, ou combinação destes. Como exemplo, Li et al. (2015) avaliaram a queima de óleo de canola em motor do ciclo diesel empregando sistema *common-rail*. Nas conclusões, os autores destacam a necessidade de se melhor caracterizar o comportamento do spray de óleos vegetais para se minimizar os efeitos negativos da operação do motor com combustível diferente do diesel. Os resultados deste estudo, como consequência, alargariam o conjunto de modelos de aproveitamento dos recursos naturais locais com intuito de amenizar as dificuldades e agregar facilidades nas atividades produtivas da população dessas regiões.

A Figura 1.4 apresenta uma planta de geração de eletricidade desenvolvida pelo Laboratório de Energia e Ambiente do Departamento de Engenharia Mecânica da UnB (LEA ENM-UnB) que opera exclusivamente com combustíveis derivados da biomassa. O sistema consiste de um reator de gaseificação (1), um ciclone para extração de partículas do gás (2) um trocador de calor, para resfriar o gás de síntese (3), um filtro mecânico (4), um motor do ciclo diesel (5) e um gerador de potência (6).

O sistema de geração de potência foi desenhado para operar com resíduos de biomassa (macaúba e babaçu), como insumos do sistema de gaseificação e óleo vegetal puro, derivado das respectivas biomassas para estabelecer a chama piloto no motor diesel, bem como realizar pequenos ajustes de potência (Rodrigues et al., 2009). Neste caso, a bomba injetora (mecânica) tem seu débito ajustado para injetar menos de 15% da capacidade máxima do bico injetor. É importante lembrar que motores do ciclo diesel realizam a ignição via compressão do gás, que atinge níveis de temperatura suficientemente elevados que possibilitam a autoignição do combustível líquido (diesel, biodiesel ou óleo vegetal puro) dispensando qualquer fonte externa de energia, com a centelha num motor do ciclo Otto, por exemplo.

Rodrigues et al. (2009) realizaram um número expressivo de testes empregando o sistema de geração de potência. Verificou-se, contudo, a necessidade de explorar com mais profundidade qual a influência do spray do óleo vegetal no desempenho do conjunto. O processo de gaseificação, principalmente em unidades de pequeno porte, produz um gás de síntese com grande alternância na sua composição. Assim, para este trabalho, vislumbrou-se a necessidade de grande domínio do processo de atomização de óleos vegetais em motores do ciclo diesel, bem como operar o motor no modo duplo combustível valendo-se de um gás de composição físico-química mais constante.



Figura 1.4: Planta de geração de potência operando 100% com biomassa
(Rodrigues et al., 2009)

Vislumbrar um cenário onde a biomassa seja a principal fonte de energia em comunidades isoladas é trazer perspectivas de um novo horizonte para o futuro dessas regiões. Para tal, é oportuno investigar, em diferentes níveis de aprofundamento, os parâmetros de desempenho de motores do ciclo Diesel operando com combustíveis alternativos. Dentre inúmeros desafios, tem-se de fundamental relevância, caracterizar o spray de óleos vegetais em bicos injetores de motores do ciclo diesel modernos (baseados em sistema *common-rail*), principalmente para minimizar danos ao motor e prolongar sua operação entre períodos manutenções.

A caracterização de um spray produzido por um bico injetor, num motor do ciclo diesel, é fundamentada na análise de quatro parâmetros básicos:

- Comprimento do spray (penetrabilidade);
- Ângulo do spray;
- Comprimento do jato de líquido;
- SMD (Diâmetro Médio de Sauter) das gotas do spray.

O desempenho da queima de combustíveis líquidos em motores de combustão interna depende fortemente de alguns parâmetros relacionados à injeção do combustível. A efetiva atomização do líquido tem o papel de aumentar a área específica superficial do

mesmo e assim alcançar altas taxas de mistura e evaporação possibilitando ainda maior liberação de energia, maior facilidade de ignição e menor concentração de poluentes nos gases de exaustão, Lefebvre (1989).

A Fig. 1.5 representa um jato de spray de líquido e seus parâmetros básicos a serem caracterizados neste estudo.



Figura 1.5: Parâmetros relevantes de um spray num motor diesel (Imagem desenvolvida em Photoshop).

A caracterização detalhada de um spray, com motor em operação, requer uma infraestrutura laboratorial de altíssima complexidade bem como um conjunto de recursos humanos altamente qualificados. Via de regra, faz-se uso de câmara de combustão com janelas de quartzo, emissores e sensores de laser, códigos computacionais avançados. Com essas características, existem um número muito limitado de laboratórios no mundo. No Brasil, apenas recentemente há um esforço na estruturação deste tipo de facilidade.

Existe, contudo, a possibilidade de se desenvolver modelos eficazes, para caracterizar o spray de combustíveis com baixo custo operacional. Neste trabalho são empregadas técnicas de tratamento de imagem para caracterizar o índice de penetração de spray de óleo vegetal puro em sistemas modernos de injeção tipo *common-rail*. Com base nos parâmetros operacionais e nas características do combustível, é possível empregar-se equações paramétricas apropriadas para caracterizar o SMD e o ângulo do spray. O comprimento do jato de líquido está mas fortemente associado à dinâmica operacional do spray bem como do líquido a ser atomizado. Este parâmetro tem mais importância no projeto de atomizadores e menos na sua operação e não foi foco deste trabalho

A técnica de caracterização de spray por análise de imagens foi extensivamente empregada no trabalho de Naber e Siebers (1996). A Figura 1.6 ilustra a geometria típica de um spray e seus parâmetros fundamentais. Na Figura. 1.6(A) a imagem é proveniente da fotografia do spray numa câmara especial, cuja digitalização produz a imagem B. Na Figura. 1.6(C), apresentam-se os parâmetros necessários ao cálculo do comprimento da penetração e do ângulo do spray. Segundo Naber e Siebers (1996) o comprimento da penetrabilidade, com mínimo grau vaporização do líquido, pode ser definido como sendo a distância longitudinal, no eixo do spray, onde metade dos pixels, ao longo do arco definido pelo ângulo $\theta/2$, é negro. Dada as características do sistema de injeção empregado neste trabalho, optou-se por empregar uma técnica um pouco diferente desta proposta por Naber e Siebers (1996). A ser descrito no capítulo quatro.

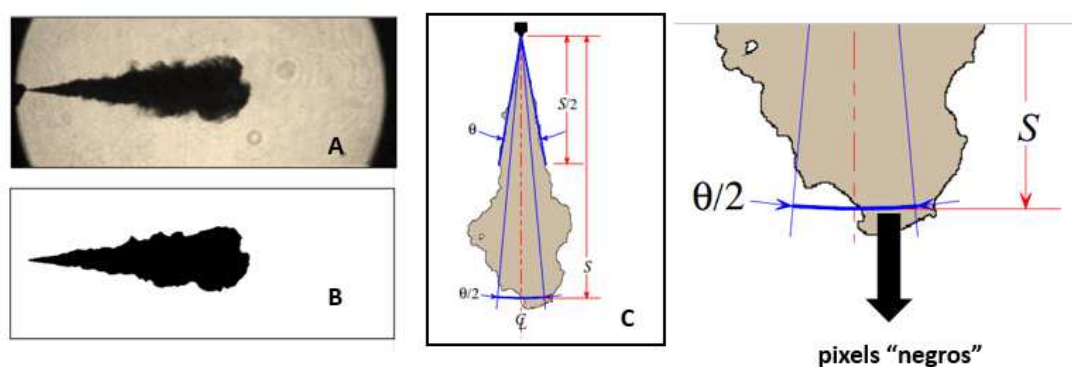


Fig. 1.6: Caracterização de sprays por imagens (adaptado de Naber e Siebers (1996)).

Em sistemas de alta pressão de injeção (Fig. 1.7), a morfologia do spray, comparativamente aquele mostrado na Figura. 1.6, facilita inferir o nível de penetrabilidade, uma vez que, na extremidades do jato de líquido, o processo espalhamento das gotas é menos acentuado. Portanto, a medida da penetração, nas imagens, requer apenas o tratamento adequado das mesmas de forma a melhor caracterizar a ponta do spray, para em seguida inferir o comprimento do jato (penetração).

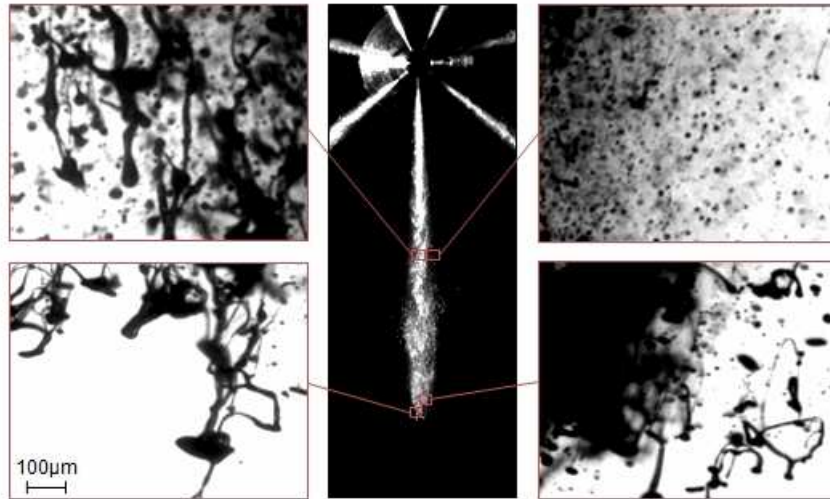


Fig. 1.7: Spray de diesel típico em sistema de alta pressão (adaptado de <http://about.brighton.ac.uk/shrl/projects/non-spherical-droplets/>)

Desta forma, este trabalho tem como objetivos mais gerais, caracterizar três parâmetros principais do spray de óleos vegetais, em diferentes níveis de operação do sistema de injeção, que possibilitem investigar teoricamente o emprego deste combustível em motores do ciclo diesel operando com 100% de óleo vegetal ou no modo duplo-combustível, com óleo vegetal e gás combustível. Neste caso, a injeção de óleo vegetal objetiva, principalmente, realizar a chama piloto e como regulador de carga, tendo a maior parte do calor sendo gerado pela combustão do gás. Assim, este trabalho tem como:

Objetivo principal;

Caracterizar o spray de Óleo vegetal para Operação de Motores do Ciclo Diesel no Modo Duplo Combustível.

E como objetivos específicos:

- Revisar as equações que caracterizam spray de óleo diesel e biodiesel;
- Estruturar uma bancada que permita caracterizar a penetração do spray de óleos Vegetais em ar estacionário a pressão e temperatura ambientes, empregando-se injetores *common-rail*;
- Selecionar equações que melhor especifiquem o *SMD* de spray de óleo vegetal;

- Definir equações paramétricas para o cálculo da penetrabilidade de óleo vegetal em injetores diesel do tipo *common-rail*;
- Avaliar em bancada dinamométrica alguns parâmetros de desempenho de um motor do ciclo Diesel operando no modo duplo combustível com óleo vegetal e gás natural (substituindo o gás de biomassa).

A caracterização do spray de óleo vegetal, por meio de equações paramétricas, permite, do ponto de vista científico, a investigação numérica, por meio de códigos dedicados, do emprego deste combustível. Rakopoulos et al. (2006), por exemplo, modelaram o desenvolvimento de spray de combustíveis (óleo vegetal, biodiesel e diesel) empregando uma correlação comum para os três combustíveis, pela ausência de equações paramétricas específicas para cada fluido. Resultados teóricos mais confiáveis poderiam ser obtidos se os autores empregassem equações paramétricas mais específicas para cada combustível

Tecnologicamente, o trabalho tem relevância pela necessidade de se limitar o nível de injeção de óleo vegetal em motores do ciclo diesel, evitando-se que o spray colida intensamente com as paredes do cilindro ou do pistão, quando o motor operar no modo duplo combustível. Por meio destas equações paramétricas é possível determinar com relativa facilidade qual nível de pressão de injeção do óleo combustível fornece valores de penetração que são similares à do óleo diesel original. Assim, melhora-se o processo de combustão do óleo vegetal. Ou mesmo, para se avaliar o nível de pré-aquecimento do óleo que diminua a penetração e o comprimento do jato de líquido. Assim, em todos os casos, prolonga-se a operação do motor na medida em que se evita a formação de depósitos de carvão nas paredes internas da câmara de combustão. Por outro lado, uma redução drástica no nível de injeção de óleo vegetal compromete o resfriamento do injetor. Níveis elevados de temperatura alteram a composição do mesmo e aprofundam a formação de carbono na ponta do bico injetor.

No que concerne ao ineditismo, este trabalho apresenta como produto do avanço técnico-científico a estruturação de uma técnica de medição dedicada seguida da caracterização do spray de óleo vegetal puro. Numa revisão na bibliografia que cobre o assunto, encontraram-se, quase exclusivamente, trabalhos com foco no diesel e

biodiesel. Na base de dados do *ScienceDirect* (2012) consta apenas um trabalho realizado.

1.2. Estado da Arte

Os primeiros estudos referentes à injeção de combustível foram conduzidos por Frederick William Lanchester, da Forward Gas Engine Company de Birmingham, na Inglaterra em 1889. Em motores de ciclo Diesel a injeção de combustível passou a ser estudada a partir de meados da década de 1920. O conceito foi adaptado para utilização em aeronaves impulsionadas por motores a gasolina durante a Segunda Guerra Mundial.

Wakuri (1960) desenvolveu um modelo de equação para cálculo do comprimento da penetrabilidade de óleo Diesel correlacionando a variação da pressão, a densidade do gás, o diâmetro do orifício e o tempo de injeção.

Hay e Jones (1972) deram continuidade à pesquisa de sistemas de spray e efetivaram as recomendações de Dent (1971), utilizando o óleo Diesel como combustível chegaram à conclusão que os efeitos de pressão de injeção, a densidade do ar, o diâmetro do bico do orifício e o tempo estão presentes em cada correlação da penetrabilidade.

Hiroyasu e Kadota (1974) desenvolveram uma técnica na medição do tamanho das gotículas do spray utilizando uma mistura de solução de metilcelulose em água e concluíram que o SMD aumentou com o aumento da pressão.

Hiroyasu (1974) propôs um modelo para o estudo da penetrabilidade através da análise da evolução fotográfica do spray (*shadowgraphy*) durante a injeção de diesel e observou que com o aumento da pressão ambiente se reduz o tempo na quebra. Aplicando alta pressão de injeção observou que com o aumento da pressão de injeção de combustível tornam-se mais reduzidos os diâmetros das gotículas do spray e quanto menor o orifício do bocal menor serão essas gotículas.

Huh (1991) observou que aumentando-se a pressão do gás diminui-se a penetrabilidade do spray e aumenta-se o ângulo de pulverização numa injeção de combustível Diesel.

Utilizando o método de difração da luz, Tabata (1991), num estudo da penetrabilidade de Diesel, atentou para o efeito da temperatura sobre o SMD, sendo mais relevante na extremidade do jato.

Farrar e Khan (1992) desenvolveram estudos num analisador de spray com injetor multi-furos e relataram que o desenvolvimento da pulverização do óleo Diesel é afetado pelo orifício de descarga de escoamento a montante.

Yule e Salters (1995) utilizaram sondas de condutividade para medida do comprimento dos sprays diesel e foram observados os seguintes fenômenos influenciados pelo processo: penetrabilidade, ignição e a combustão devido ao redemoinho e a interação do spray na parede do cilindro.

O sistema de injeção de óleo Diesel combustível a alta pressão *common-rail* foi estudado por Naber e Siebers (1996) e observaram uma redução do comprimento de penetrabilidade com um aumento da densidade do gás ambiente.

Chang e Farrel (1997) desenvolveram um estudo da pulverização do spray de Diesel utilizando laser e uma câmera fotográfica e distinguiram um pequeno efeito da viscosidade do combustível sobre a penetração da ponta de pulverização.

Uma equação mais simplificada correlacionando coeficientes que foram obtidos com resultados experimentais sobre um spray Diesel foi proposta por Arregle (1999). Esta equação tem como variáveis, o diâmetro do bico, a pressão de injeção, a densidade do gás e o tempo de injeção.

Payri (2005) realizou testes com nitrogênio na análise de penetração chegou à conclusão com seus resultados experimentais que seria necessário a inclusão do fator de convergência ou divergência do orifício do bocal no cálculo do comprimento da penetrabilidade do spray de óleo Diesel em um ambiente gasoso.

Guzzo (2012) definiu que o jato de Diesel saindo do injetor é tratado como uma lâmina de líquido até que esta atinja seu comprimento de quebra.

Souza (1998) utilizou uma técnica buscando a obtenção de uma impressão nítida do spray de óleo Diesel em um filme de sensibilidade ISO 400 com curtíssimo tempo de exposição. Para a tal o spray analisado é mantido em penumbra, montado

verticalmente para baixo. Com uso de uma câmera convencional mantendo permanentemente aberto o obturador e perpendicular ao spray obtêm-se a imagem. Com auxílio de um flash de alta velocidade, com intervalo de relâmpago na ordem de 10⁻⁵s deflagrando um filme ISSO 400.

Pinto (2014) desenvolveu uma bancada para caracterização de spray de óleo Diesel utilizando o método de processamento de imagens obtidas por shadowgrafia e foi feito através do software “Davis – Particle Master Shadow”, que discretiza as gotículas capturadas nas imagens na forma de pixels.

Verificou-se também, um número modesto de trabalhos referentes ao emprego de motores do ciclo diesel, operando no modo duplo combustível com gás de biomassa e óleo vegetal puro (Rodrigues et al., 2009). Para tal, também se pesquisou na base *ScienceDirect*, utilizando-se as palavras “vegetable oil” & “dual fuel” no período de 2000 até o presente. Foram encontrados apenas 35 trabalhos, dos quais, somente uma pequena parcela efetivamente aborda o uso da tecnologia discutida nesta tese.

Segundo Obert (1971) o óleo Diesel, num sistema duplo combustível, pode ser empregado apenas para proporcionar a ignição por compressão, como chama piloto, dando início à combustão do combustível principal (gás ou líquido vaporizado) pré-misturado na admissão, semelhante à alimentação de um motor de ciclo Otto, mas com mistura pobre. Esse sistema apresenta a vantagem de não exigir modificações no motor.

Bhattacharya et al. (1988) testaram um motor Diesel agrícola trabalhando em regime bicomcombustível, sendo biogás e óleo Diesel, e concluíram que um motor de ignição por compressão pode trabalhar facilmente em regime bicomcombustível e que cerca de 70% do óleo Diesel pode ser substituído por biogás.

Schlosser (2004) testou um motor Diesel trabalhando em regime bicomcombustível com óleo Diesel e gás natural. O ensaio foi realizado em um dinamômetro hidráulico dotado de um sistema de aquisição de dados em tempo real. Foi medido o consumo dos dois combustíveis, sendo traçadas as curvas de torque, potência e consumo específico para variadas proporções de óleo Diesel e Gás natural e ângulo de avanço da injeção. Foram feitas análises entre as curvas obtidas para determinar quais as melhores condições de

funcionamento do motor. Pela prova de Wilcoxon, ficou comprovado que a maior média dos escores foi apresentada pelo grupo de ensaios com 22% de óleo Diesel e para o grupo de ensaios com 13 l/min.-1 de gás natural.

Ferrari (2006) analisou e avaliou um motor Diesel, impondo uma substituição parcial de óleo diesel por álcool hidratado (AEHC, 93° INPM: 93% em volume de álcool e 7% de água). O autor observou que as maiores taxas de substituição foram atingidas em menores cargas e, à medida em que se aumentava a carga no motor, as taxas de substituição diminuía.

Deshmukh (2012) caracterizou óleos vegetais e se limitou a estimar o índice de penetração do spray de óleo pinhão manso e *Pongamia Pinnata*. O referido autor, contudo, não propôs uma correlação matemática para o índice de penetração de óleo vegetal puro.

Fundamentação Teórica e Métodos Experimentais

2.1 Atomização de líquidos

A atomização é um processo em que um dado volume de líquido é convertido a pequenas gotículas. A atomização é um processo decorrente de interações entre forças viscosas e de tensão superficial do líquido e de forças aerodinâmicas provenientes do meio gasoso circundante. Conforme revela o estado da arte sobre injeção e atomização de líquidos, as abordagens de engenharia disponíveis, como a modelagem fluidodinâmica e a simulação computacional, mostram que alguns fenômenos ainda não podem ser reproduzidos na sua totalidade pelo emprego das equações derivadas da Mecânica dos Fluidos e suas condições de contorno percebidas em modelos de simulação.

Souza (2009) comenta que o processo de atomização em sua essência envolve grandes perdas de energia e por isso demandam, no mínimo, uma abordagem com forte apelo experimental. Algumas das principais características de sprays não podem ser convenientemente reproduzidas por computação fluidodinâmica, sendo as principais alternativas utilizadas completar a modelagem física por experimentos. O aumento da área de contato da corrente de líquido, através da transformação do contínuo em gotículas é, portanto, o principal recurso de engenharia no propósito de aumentar a taxa de vaporização do mesmo.

Souza (2009), por sua vez, define atomização mais detalhadamente, sob a ótica da mecânica dos fluidos. Trata-se de um distúrbio causado por forças internas e externas sobre a tensão superficial consolidada. Na ausência de tais perturbações a tensão superficial tende a “puxar” e reconstituir o líquido para forma da esfera, uma vez que esta tem a menor energia superficial. As forças viscosas, por sua vez, se opõem a qualquer mudança na geometria do sistema. Contrariamente, forças aerodinâmicas agem sobre a superfície do líquido e podem promover rupturas do fluido. A quebra do contínuo líquido ocorre quando a magnitude das forças de ruptura supera a força de

tensão superficial. A continuação das rupturas gera, macroscopicamente, gotas e gotículas.

Os atomizadores podem ser classificados segundo a vazão mássica, distribuição de massa do líquido, padrão do *spray*, ângulo do *spray*, impacto do *spray* e tamanho de gota. Estes atributos dependem de fatores como a pressão de alimentação, a natureza do líquido a ser injetado, sem contar que eles se afetam entre si, como por exemplo, o tamanho da gota depende do padrão do *spray*. Por conta disso, um tipo de atomizador pode, muitas vezes, receber mais de uma classificação.

2.2 Tipos de atomizadores

Em termos gerais, conforme sugere Fajgenbaum (2013), alguns tipos de atomizadores podem ser agrupados em uma grande família denominada atomizadores de pressão, enquanto, outra categoria de atomizadores pode ser inserida no grupo dos atomizadores duplo-fluido. O restante dos modelos é caracterizado, tanto por um autor quanto pelo outro, de atomizadores rotativos, eletrostáticos, ultrassônicos, entre outros.

2.2.1 Atomizador Duplo Fluido

O princípio de funcionamento dos atomizadores duplo-fluido é a transferência de quantidade de movimento entre uma corrente de gás de alta velocidade (usualmente o ar) e uma corrente de líquido (a ser atomizado) quando colocadas em choque. Com isso, a pressão dinâmica do ar quebra o jato líquido em ligamentos e gotas. Este tipo de atomizador tem como característica gerar uma atomização refinada por meio de pressões de injeção e vazões do líquido relativamente baixo e esta é a sua principal vantagem. O parâmetro de análise mais importante desses injetores é a razão entre a vazão mássica de gás e a de líquido.

2.2.2 Atomizadores Rotativos

Os rotativos possuem algum elemento interno, normalmente um disco, prato ou copo, que exerce movimento de rotação. O líquido é conduzido de cima para o elemento

rotativo, o qual gira em altas velocidades, e a força centrífuga faz com que o líquido se espalhe e seja atomizado para, posteriormente, entrar em contato com o ar circundante. A principal vantagem deste tipo de atomizador é gerar gotas pequenas de maneira bastante uniforme.

2.2.3 Atomizadores Eletrostáticos;

A atomização é gerada por meio de uma pressão eletrostática criada pela repulsão de cargas de mesmo sinal entre o líquido a ser atomizado e a superfície de impacto. A tensão superficial do líquido se opõe a essa pressão e a ruptura dos ligamentos líquidos ocorre quando esta supera a outra.

2.2.4 Atomizadores Ultrassônicos;

Utilizam um elemento piezelétrico feito de cerâmica para converter energia elétrica em vibrações mecânicas. Estas vibrações geram ondas na corrente de líquido, as quais são responsáveis por causar instabilidades. Comumente utilizados em equipamentos laboratoriais, na área farmacêutica e em umidificadores.

2.2.5 Atomizadores de Pressão;

Seu princípio de funcionamento consiste em converter energia de pressão em energia cinética, traduzindo-se em velocidade para o líquido. Conforme o próprio nome sugere, atomizadores de pressão se utilizam de pressão para forçar o líquido a passar pelo orifício de descarga e, uma vez ultrapassado, o líquido entra em contato com o ar do ambiente e é atomizado. Quanto maior a pressão de injeção mais refinada é a atomização, ou seja, menor é o tamanho das gotas formadas.

2.3 Adimensionais Relevantes

2.3.1 Número de Weber

As relações das forças inerciais com as tensões superficiais determinam o número de Weber, que é um parâmetro adimensional com largo emprego em problemas de atomização. Sendo ρ_a a densidade do ar, v_r a velocidade relativa entre o líquido e o gás circundante, D o diâmetro da gota (ou do orifício de descarga do atomizador, d_0) e σ a tensão superficial do líquido, temos:

$$W_e = \frac{\rho A V_r^2 D}{\sigma} \quad (2.1)$$

2.3.2 Número de Reynolds

O número de Reynolds relaciona as forças inerciais com as forças viscosas:

$$R_e = \frac{\rho_L V_L D}{\mu_L} \quad (2.2)$$

Onde, ρ_L é a densidade do líquido, V_L é a velocidade do líquido e μ_L é a viscosidade do líquido.

2.3.3 Número de Ohnesorge

O número de Weber não leva em conta a viscosidade do líquido e, para tanto, existe o número de Ohnesorge, o qual relaciona as forças viscosas com as de tensão superficial ou o número de Weber com o de Reynolds:

$$Oh = \frac{\sqrt{W_e}}{R_e} = \frac{\mu_L}{\sqrt{\rho_L \sigma D}} \quad (2.3)$$

As propriedades dos líquidos que exercem influência no processo de atomização são: densidade, tensão superficial e viscosidade.

A viscosidade é a propriedade com maior visibilidade nos estudos que investigam a influência de parâmetros na atomização. Isto porque, segundo Fajgenbaum [29], uma modificação desta propriedade afeta não só o tamanho médio das gotas geradas como também o padrão do *spray* e a vazão através do bocal de saída do injetor. A viscosidade do fluido, assim como a tensão superficial, também se relaciona com a dificuldade que o líquido enfrenta ao entrar em contato com o ar e se romper em gotas e gotículas. Está ligada às perdas viscosas e, portanto, na quantidade de energia disponível para que o processo de atomização ocorra.

A pressão e a temperatura são os estados que mais afetam as condições do ar, as quais podem ser prontamente relacionadas à propriedade densidade.

$$F_A = \frac{1}{2} C_d \rho_A v^2 S \quad (2.4)$$

Onde C_d representa o coeficiente de arrasto da interface dos dois fluidos, v a velocidade do objeto relativa ao fluido e S à área de referência, a força de arrasto F_A é diretamente proporcional à densidade do ar, o que implica que o aumento da densidade do ar confere maior força de arrasto a ele e, portanto, maior eficiência na quebra do líquido, gerando gotas menores.

Relembrando a equação de estado dos gases ideais, tem-se que:

$$\rho_A = \frac{P_A}{RT_A} \quad (2.5)$$

A eficiência aerodinâmica da redistribuição e mistura do combustível e ar na câmara de combustão e a diluição dos produtos de combustão a um dado perfil de temperaturas determina a qualidade da combustão e os níveis de emissão gerados.

Segundo Fajgenbaum (2013), o tempo de combustão de uma gota de combustível pode ser calculado:

$$t_c = \frac{D_0^2 \rho_L}{8 \left(\frac{\lambda_G}{C_{p,G}} \right) l_n (B + 1)} \quad (2.6)$$

Onde t_c representa o tempo de combustão da gota [s], D_0 é o diâmetro inicial da gota [m], λ_G é a condutividade térmica do gás [W/mK], c_p , G o calor específico do gás (a pressão constante) [J/kg.K] e B é o número de transferência (parâmetro que é função do poder calorífico e do calor latente de vaporização).

Outro parâmetro importante na análise de combustão e que indica o problema de não uniformidade de aquecimento da gota é o tempo de aquecimento da gota, dado por:

$$t_h = \frac{\rho_L c_{p,L} D_0^2}{4 \lambda_L} \quad (2.7)$$

Onde t_h representa o tempo de aquecimento da gota [s], D_0 é o diâmetro inicial da gota [m], λ_L é a condutividade térmica do líquido [W/mK], c_p , L o calor específico do líquido (a pressão constante) [J/kg.K] e ρ_L é a densidade do líquido [kg/m³].

Lefebvre (1989) argumenta que quando um jato líquido emerge de um injetor como uma fase contínua em formato de um corpo cilíndrico, é estabelecida uma competição entre forças coesivas e de desintegração que provocam oscilações e perturbações. Em condições favoráveis, as oscilações são amplificadas e a fase líquida contínua é desintegrada em gotas. Este processo é algumas vezes referido como atomização primária. Se as gotículas formadas excedem um tamanho crítico, acontece uma posterior desintegração em gotículas menores, denominada atomização secundária que ocorre nos instantes seguintes.

Os números adimensionais servem para caracterizar o regime de quebra primária do spray, conforme ilustram as figura 2.1 e 2.1. Em sistemas *common-rail*, os regimes predominantes de quebra primária do líquido são zona C e zona D.

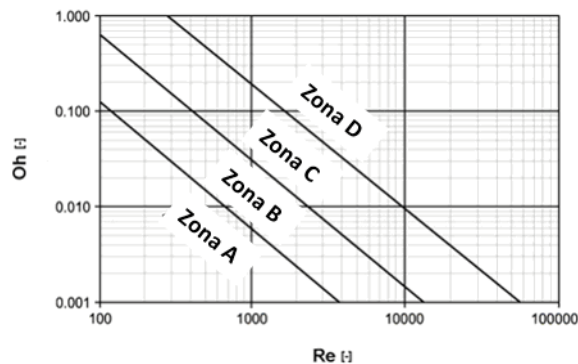


Figura 2.1: Regimes de quebra primária.

Deshmukh et al. (2012) avaliaram as estruturas de sprays de dois óleo vegetais, comparativamente ao diesel, em pressões de injeção de 1600 bar. Os autores concluíram que o regime de quebra primária predominante no diesel recai na zona D, enquanto os óleos vegetais numa faixa de transição entre a zona D e C.

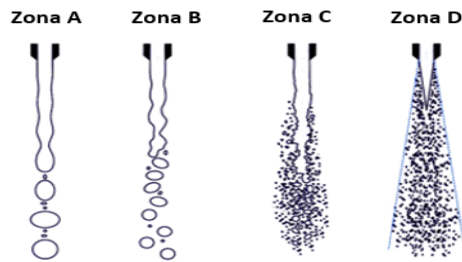


Figura 2.2: Morfologia do jato nos diferentes regimes de quebra primária.

2.4 Métodos Experimentais Aplicados em Atomização

Os métodos mais utilizados nas técnicas atuais de medição de parâmetros típicos na atomização do líquido em bicos injetores são: *Phase Doppler Interferometry* (PDI), *Laser Diffraction* (LD), *Particle Image Velocimetry* (PIV), *Particle Tracking Velocimetry* (PTV) e *Shadowgraphy*. Estes métodos configuram-se como não intrusivos, pois a aplicação deles não interfere no processo de atomização em si e, portanto, não altera a realidade. Além disso, em todos os casos, a fonte de luz é o *laser*, por se tratar de luz praticamente monocromática e coerente.

2.4.1 *Phase Doppler Interferometry* – PDI

O método baseado na técnica de interferometria de espalhamento de luz pode efetuar medidas de tamanho e velocidade de gotas individuais. É constituído por uma fonte de luz de laser e um receptor. A fonte de luz emite dois feixes de igual intensidade que se interceptam em algum ponto. A medição é realizada fazendo-se uma partícula, líquida ou sólida, cruzar esta intersecção. Ao passar pela intersecção, que possui um padrão de franjas de interferência inicial, a partícula promove o espalhamento da luz e faz com que surja uma diferença de fase entre as ondas dos feixes de luz, alterando o padrão das franjas de interferência. O comprimento de onda do padrão num dado local será inversamente proporcional ao diâmetro da gota.

2.4.2 *Laser Diffraction*

O equipamento é composto por um transmissor – Uma fonte de luz laser é utilizada para iluminar o Spray – e um receptor – uma ou mais lentes utilizadas para focar a luz espalhada pelo Spray. Ambos são alinhados por meio de uma bancada óptica.

A técnica consiste em emitir uma luz de laser que incida nas gotas do spray que está sendo injetado. Quando o feixe de luz passar pelas gotas do spray será espalhado devido à difração, formando franjas. O padrão de espalhamento depende do tamanho da gota. O receptor alinhado ao emissor é capaz de detectar a luz difratada e a interpretação dos dados é feita por meio de um software especialmente desenvolvido.

2.4.3 *Particle Image Velocimetry – PIV*

É uma técnica que se dispõe a medir o campo instantâneo de velocidades de um escoamento. O processo consiste em capturar imagens de regiões do escoamento por meio de uma câmera de alta resolução, sincronizada a uma fonte de iluminação a laser. A iluminação é entregue de forma pulsada e focada em apenas um plano, suficientemente fino, para que apenas as partículas daquele plano sejam destacadas e não haja dispersão de luz das partículas em outros planos. A velocidade é calculada medindo-se a distância que uma partícula percorre num curto espaço de tempo. O deslocamento é medido por meio da captura de duas imagens consecutivas, em que uma câmera especial é utilizada para que a primeira imagem seja armazenada rápida o suficiente para ser comparada com a segunda imagem. O tempo entre um frame e outro é pré-estabelecido e depende da velocidade do escoamento e do tamanho do campo. A maioria dos sistemas PIV atuais tem limite mínimo de tempo de 10 ns.

2.4.4 *Particle Tracking Velocimetry – PTV*

A diferença entre PTV e PIV é a forma de avaliar as imagens. Em PIV todas as imagens são subdivididas em pequenas e regulares subáreas denominadas de “áreas ou janelas de interrogação”, as quais são avaliadas separadamente umas das outras. Assume-se que todas as partículas dentro de uma área de interrogação tenham se movido homogeneamente entre as duas gravações e que os deslocamentos dessas áreas de interrogação sejam determinados por correlação-cruzada entre a área de interrogação do primeiro frame e o movimento nas duas direções da área de interrogação correspondente do segundo frame.

2.4.5 *Shadowgraphy*

Esse método se baseia na avaliação de imagens. Além de calcular o campo de velocidades das partículas, por meio do sistema PTV, parâmetros como tamanho de gota e a distribuição desses tamanhos em uma determinada região do spray também são obtidos com a técnica.

A técnica é baseada em imagens de alta resolução e iluminação pulsada, portanto o laser continua sendo a fonte de iluminação pulsada, a câmera fotográfica continua sendo de alta resolução e apenas adicionam-se um difusor e um conjunto de lentes especiais, para que seja possível fornecer uma luz difusa no fundo do volume a ser medido e produzir a sombra.

Um melhor conhecimento dos fenômenos envolvidos nos processos de combustão por Spray pode ser obtido por aplicação de técnica de fluorescência induzida por plano Laser de um traçador. Esta técnica está baseada na diluição de uma substância de propriedades fluorescentes no combustível. Os traçadores podem ser utilizados para medição de distribuição de propriedades físicas, tais como temperatura, velocidade, diâmetro de gota ou concentrações. A intensidade de fluorescência do traçador deve estar relacionada com as propriedades e condições físicas do combustível em que foi diluído, para que a intensidade de fluorescência possa representar a propriedade física de interesse a ser medida. Entre as principais dificuldades que se apresentam estão: (i) o traçador deve apresentar propriedade semelhante às do combustível, para garantir que os fenômeno de atomização e combustão sejam pouco alterado, (ii) o sinal de fluorescência do traçador deve representar a propriedade física de interesse a ser medida.

2.5 Caracterização de Injetores

A caracterização um injetor de combustível líquido, seja ele assistido ou não por ar, envolve a obtenção de alguns parâmetros de desempenho: coeficiente de descarga do injetor, tamanho médio das gotas geradas e ângulo de abertura do spray.

2.5.1 Coeficiente de Descarga

O coeficiente de descarga, também chamado de coeficiente de vazão, é utilizado para correlacionar a vazão mássica que atravessa uma dada seção de área com a queda de pressão ao longo dessa seção. O valor do coeficiente de descarga do injetor deve ser constante ao longo de toda faixa operacional de vazão. Assim, pode-se conhecer a vazão mássica ao longo do injetor conhecendo a diferença de pressão a montante e jusante do injetor. Para um escoamento incompressível, adiabático e ausente de variação da energia potencial gravitacional, pode-se calcular o coeficiente de vazão através da equação da continuidade de Bernoulli.

$$\dot{m} = C_a A \sqrt{2 \rho (p_2 - p_1)} \quad (2.8)$$

Na qual \dot{m} é a vazão mássica do escoamento em kg/s, A é a área do orifício em m^2 , p_2 e p_1 são respectivamente a pressão a montante e jusante do orifício em Pa e ρ é massa específica do fluido em kg/m^3 . Na prática, a pressão a montante corresponde à pressão de injeção de líquido e a pressão a jusante a pressão da câmara de combustão.

2.5.2 Tamanho Médio das Gotas

No estudo de sistemas dispersos envolvendo populações de gotas geralmente são obtidos distribuições de tamanho de gotas. Essas distribuições correlacionam o percentual volumétrico de uma faixa de tamanho de gota no volume total da população de gotas. Para caracterizar uma dada distribuição de tamanho de gotas são utilizados diâmetros médios representativos.

Para identificação dos diâmetros das gotas presentes em um spray de líquido comumente utilizam-se técnicas óticas baseadas na difração da luz, visto que os ângulos de difração gerados pelas gotas estão diretamente correlacionados com os diâmetros das gotas que geram a difração.

2.5.3 Ângulo de Abertura do Spray

O spray formado na atomização em injetores de combustível possui geralmente a forma de um cone. O ângulo de abertura do spray corresponde ao ângulo interno total de abertura desse cone. Esse ângulo está relacionado com a capacidade de penetrabilidade do spray no ambiente da câmara de combustão. De uma forma geral,

ângulos grandes (maiores que 100°) favorecem a atomização secundária do filme líquido por imprimirem ao spray uma grande componente de velocidade tangencial e ângulos pequenos (menores que 60°) favorecem a penetração do spray no ambiente devido à maior componente de velocidade axial.

2.5.4 Equações Paramétricas (Penetrabilidade)

Existem várias correlações matemáticas para o cálculo da penetração de sprays, na literatura especializada. Tais correlações, com diferente número de parâmetros, permitem prever o desempenho da pulverização.

A penetrabilidade da ponta de pulverização é definida como a distância máxima medida ao longo do eixo de pulverização à qual o pulverizador pode alcançar a partir da ponta do bocal. No presente estudo, considerando “*S*” como sendo o índice de penetração do jato de spray, cinco modelos diferentes são selecionados para comparar o efeito de pressão de injeção em profundidade de penetração por estes modelos. Os modelos selecionados do estudo são apresentados abaixo. Wakuri et al, 1960 desenvolveu um modelo semi-empírico / semi-analítica baseada em uma série de medidas onde o combustível diesel foi injetado com pressões de até 76 MPa em uma atmosfera de gás até 873 K e 2,4 MPa.

$$S = 1.189 \left(\frac{\Delta P}{\rho_g} \right)^{0.25} \left(\frac{d_0 t}{\tan(\theta)} \right)^{0.5} \quad (2.9)$$

Dent (1971) propôs as seguintes correlações para a penetrabilidade da ponta de pulverização.

$$S = 3.07 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{1/4} (d_n t)^{1/2} \left(\frac{294}{T_g} \right)^{1/4} \quad (2.10)$$

Hiroyasu e Aria (1990) propuseram as seguintes correlações para a penetrabilidade de spray antes e depois da separação.

Antes de dissolução, $0 < t < t_b(l)$

$$S = c_d \left(\frac{2 \Delta P}{\rho_l} \right)^{0.5} t \quad (2.11)$$

Após a dissolução $t_{b(l)} \leq t$

$$S = 2.95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right)^{0.25} (d_n t)^{0.5} \quad (2.12)$$

Onde o tempo de ruptura t_b é:

$$t_b = 4.351 \left(\frac{\rho_l d_n}{c_d^2 (\rho_a \Delta P)^{0.5}} \right) \quad (2.13)$$

Schihl et al. (1996) analisou os modelos de penetrabilidade de pulverização existentes e propôs o seguinte modelo de penetração cone:

$$S = 1.414 C_v^{0.5} \left(\frac{\Delta P}{\rho_g} \right)^{0.25} \left(\frac{d_o t}{\tan \theta} \right)^{0.5} \quad (2.14)$$

Arregle (1999) usou uma equação simples com coeficientes diferentes, que foram equipados com resultados experimentais em um pulverizador Diesel. Esta equação depende apenas do diâmetro do bico, pressão de injeção, a densidade do gás e o tempo.

$$S = d_n^{0.307} \cdot P_i^{0.262} \cdot \rho_g^{-0.406} \cdot t^{0.568} \quad (2.15)$$

Payri (2005), usando dados experimentais e valendo-se dos mesmos parâmetros de Arregle (1999) também observou que para um dado furo do injetor, os parâmetros mais influentes para a penetrabilidade de pulverização são a densidade do gás, a pressão de injeção e o tempo decorrido desde o início da injeção.

Para explicar a variação no cone de pulverização estudos anteriores já propuseram uma correlação da penetrabilidade que inclui uma variável adicional. Para comparar essa

correlação com as medições experimentais de penetrabilidade uma equação foi montada novamente (Payri, 2012), incluindo o ângulo do cone de spray e o fator que mede o grau de convergência ou divergência do furo do injetor.

Kumar (2013) realizou pesquisa da injeção de spray de biodiesel em alta pressão. Em seu estudo, o autor demonstrou que a injeção do spray de biodiesel alonga a penetração em comparação com o Diesel natural. A relação, contudo, é aproximadamente linear, sugerindo que o comportamento de biodiesel e Diesel é semelhante em jatos turbulentos. Estimativas sobre o tamanho das gotículas de pulverização mostrou que biodiesel produz gotas com maior diâmetro devido à diferença de viscosidade e necessita de uma maior tensão superficial na injeção. Em razão disso, a penetrabilidade é mais afetada.

Para o caso do ângulo do cone Guzzo (2012) comenta que a maior dificuldade encontrada nestas medições é que o cone possui fronteiras curvas devido aos efeitos da interação com a atmosfera gasosa.

3.1 Metodologia

As técnicas empregadas para se caracterizar sprays de líquidos fundamentam-se em dispositivos que elevada complexidade e custo. Tais técnicas, também exigem infraestrutura laboratorial, códigos numéricos avançados e recursos humanos altamente qualificados e como tal, não estão ainda disponíveis no Brasil. Identificou-se, contudo, por meio de revisão bibliográfica, ser possível realizar o presente estudo com o uso de câmaras fotográficas, técnicas de processamento de imagens e interpretação de dados.

3.1.1 Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados proposto neste trabalho segue a abordagem adotada por alguns autores como Naber e Siebers (1996) e Deshmukh et al. (2012), que foram estruturadas na análise de imagens de sprays com o esquema básico do modo de operação ilustrado na figura 3.1

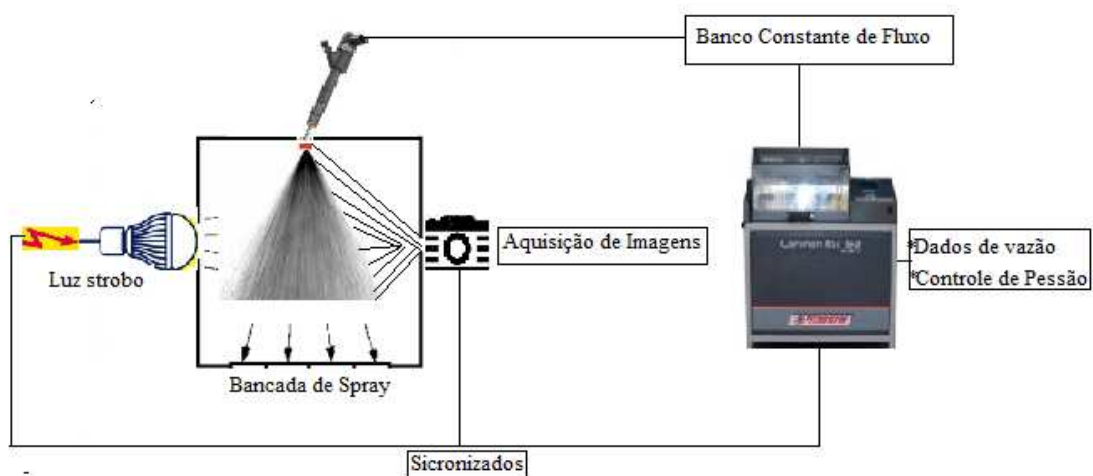


Figura 3.1 – Esquema geral de funcionamento do banco de ensaio

Em linhas gerais o sistema consiste de bico injetor e bomba de pressurização do líquido em estudo, sistema de comando temporizador do bico e da câmera fotográfica, câmara de injeção do líquido e sistema referencial de medida de comprimentos (escala). Os testes experimentais do presente estudo foram realizados em duas bancadas existentes no laboratório de termo fluídos da Universidade de Brasília na Faculdade da cidade do Gama – DF. Uma bancada própria para teste de injetores *Common Rail* e outra confeccionada para aquisição e análise de imagens do spray. A primeira bancada é um equipamento utilizado para testes em dispositivos do sistema *Common Rail* e testa injetores indutivos ou piezelétricos, verificando suas condições eletro mecânicas. Já a segunda bancada foi confeccionada especialmente para receber os acessórios de visualização e aquisição de imagens. A Figura 3.2 apresenta os elementos principais que compõem a bancada de atomização utilizada nos ensaios. A bancada de testes de injetores permite avaliar o funcionamento de até quatro injetores ao mesmo tempo, inferindo o desempenho dos mesmos em diferentes condições operacionais, normalmente encontradas em sistema de injeção *common-rail*. Numa segunda bancada estruturou-se um sistema que permite produzir imagens de sprays de líquido. Neste caso, o bico injetor é controlado pela bancada de testes de injetores. Os acessórios principais para capturar a imagem, foram, portanto, estruturados como complemento à bancada de testes de injetores.

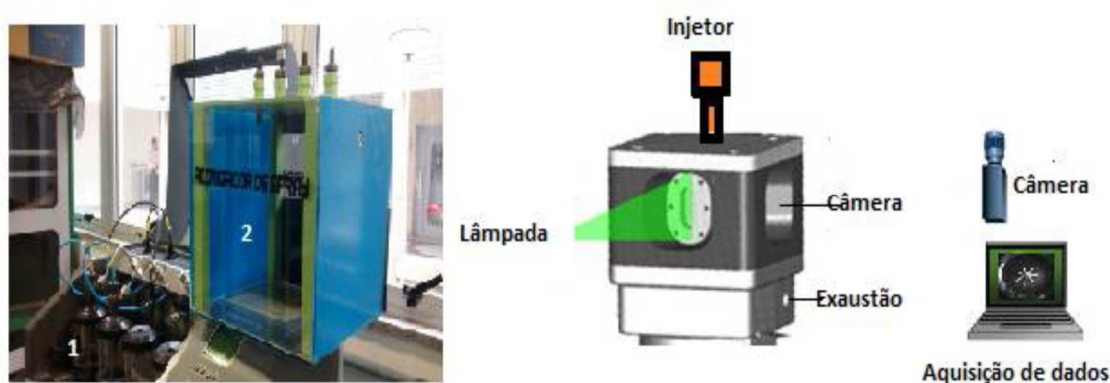


Figura 3.2: Bancadas de atomização

As características principais da bancada de atomização são:

- Acionamento dos injetores com sinais elétricos semelhantes aos dos veículos;

- Apresenta display gráfico e interface simples e objetiva para operação;
- Possui uma tecla Help com explicações sobre as etapas de teste;
- Realiza testes de válvula DRV e sensor de pressão;
- Suporta testes com injetores das marcas Bosch, Siemens, Delphi e Denso;
- Possui conectores e acessórios para diferentes tipos de injetores;
- Capacidade de detectar curto-circuito/interrupção dos injetores;
- Capacidade de testar injetores mecânicos, indutivos e piezoelétricos;
- Mede vazão de injeção e retorno automaticamente (1 injetor por vez);
- Controla de pressão do fluido durante os testes;
- Conexão para testar de 1 a 4 injetores;
- Detecta automaticamente quais injetores estão conectados;
- Permite realizar ensaios personalizados onde é possível escolher a pressão e o tempo de injeção;
- Ao final do teste é possível visualizar os resultados dos testes por injetor através da opção relatório;
- Armazenamento dos resultados dos testes para envio de relatório ao PC;
- Capacidade do reservatório do fluido até 7 litros;
- Fluido de Teste: Castrol ISO 4113 ou Ipiranga Ultra Sene 4113;
- Pressão máxima de teste até 1500 bar.

O injetor utilizado nos testes foi adquirido especificamente para este trabalho, contendo cinco furos e suas configurações estão indicadas na Figura. 3.3.

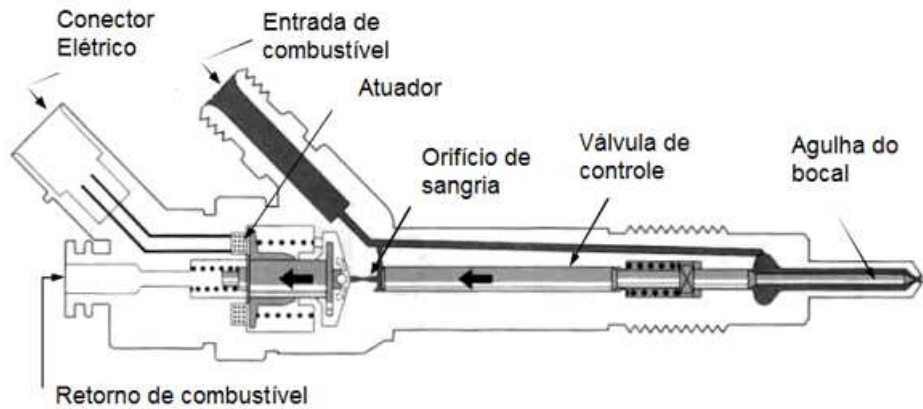


Figura 3.3 Tipo de injetor empregado nos testes.

Como forma de segurança e qualidade para os ensaios laboratoriais, inicialmente foi realizada uma análise do injetor (*common-rail*) escolhido para o estudo da penetrabilidade. Com auxílio do equipamento de análise de perfil, do Laboratório de Metrologia da Faculdade de Tecnologia da UnB, conforme ilustrado na Fig. 3.3, foi possível obter o ângulo do perfil da superfície dos orifícios do injetor. Após as aferições observou-se que o injetor possui um bico com o perfil saliente com um furo formando um ângulo de 60° em relação ao plano longitudinal, conforme indica a Fig. 3.4.

3.1.2 Técnica de obtenção de imagens

Antes de definir a técnica mais apropriada para o trabalho, foram testadas várias alternativas para a produção das imagens. Fundamentalmente, as partículas do spray devem ser iluminadas (fonte luz tipo flash) em um determinado plano e em sincronismo com o disparo da câmera fotográfica, num tempo pré-determinado após abertura do bico injetor (*common-rail*). A luz refletida pelas partículas é capturada pelo sensor da câmera formando a imagem do jato. A duração do pulso de luz deve ser curto o suficiente para não se capturar um deslocamento excessivo das partículas do spray, na medida em que as gotas se propagam no meio gasoso. A imagem da penetrabilidade final é definida como a máxima distância alcançada pela ponta do spray.



Figura 3.4: Análise da geometria da ponta do injetor.

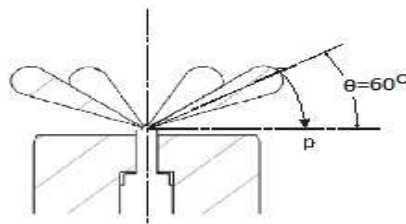


Figura 3.5: Desenho esquemático do spray originado em sistema *common-rail*.

A Figura 3.6 ilustra os componentes principais do sistema de aquisição de imagens que foi empregado no estudo de spray de diesel e óleo vegetal. Para tal, foram empregas uma fonte de luz stroboscópica, um bico injetor do tipo common-rail, uma câmera fotográfica de alta resolução e uma janela ótica plana com escala de referência.

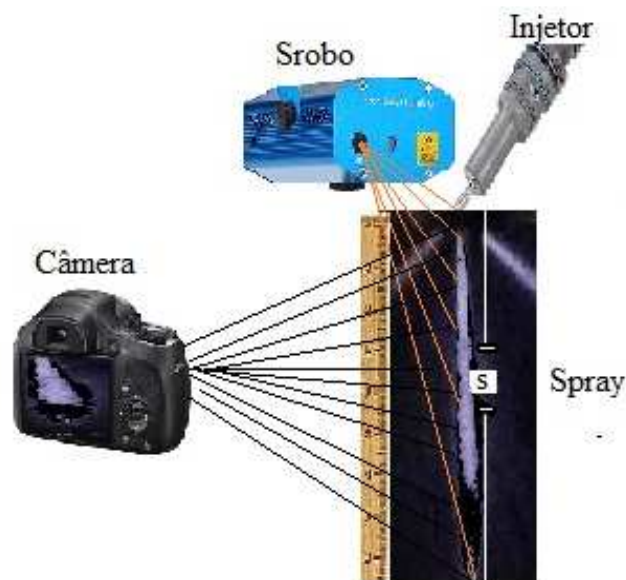


Figura 3.6: Sistema de captura de imagem de spray.

A Figura 3.7 apresenta uma imagem obtida a partir da injeção de diesel, por um injetor mecânico, onde pode-se avaliar o comprimento do jato de líquido. Este parâmetro, contudo, não foi objeto específico de estudo neste trabalho, uma vez que se empregou, no estudo, um sistema *common-rail*. Estas imagens, contudo, auxiliaram no processo de definição da metodologia a ser empregada, bem como suas limitações.

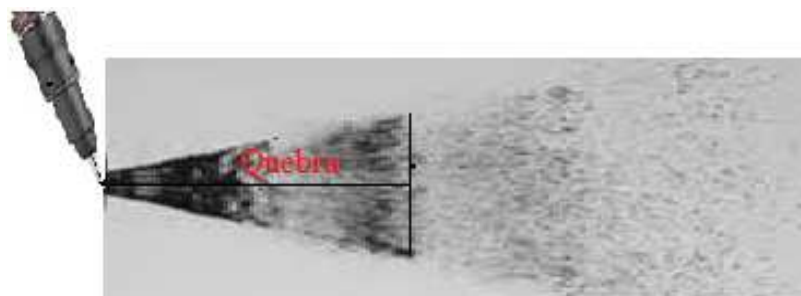


Figura 3.7: Imagem de um spray de injetor mecânico.

No estudo preliminar para o cálculo da penetrabilidade do spray de injetores mecânicos foram obtidas imagens conforme ilustra a Fig. 3.8. Neste caso, a metodologia de Naber e Siebers (1996) parece ser a mais adequada para o cálculo do índice de penetrabilidade do spray. O espalhamento do jato é típico em injetores mecânicos devido as suas características construtivas e operacionais. A morfologia do jato permite calcular com relativa facilidade o ângulo do spray, conforme também indica a Fig. 3.9.

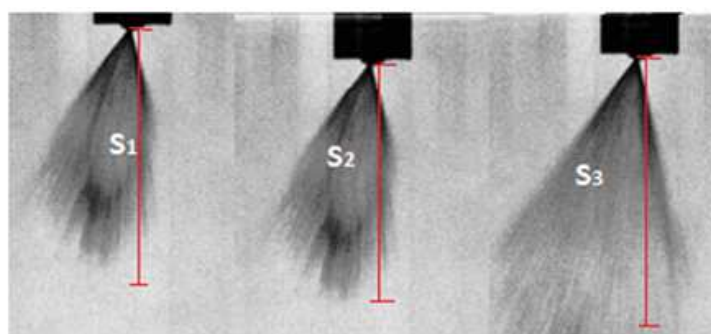


Figura 3.8: Índice de penetrabilidade de spray obtido por meio de injetor mecânico.

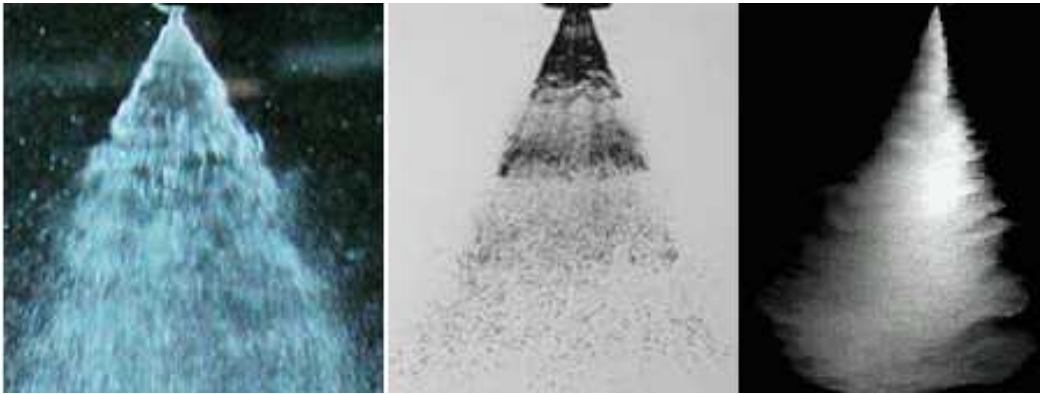


Figura 3.9: Morfologia de spray produzido por injetor mecânico.

A Figura 3.10 ilustra a morfologia e estrutura do processo de atomização em injetores mecânicos e *common-rail*. Foram realizados experimentos com ambos os sistemas de injeção. Observou-se que a pulverização conseguida com os injetores com agulhas de bico cônico (*common-rail*) é muito superior à dos injetores de bico saliente (mecânico). Os injetores modernos operam com níveis de pressão de líquido muito mais elevadas para funcionarem eficazmente. Este tipo de injetor produz vários jatos (“sprays”) radialmente, injetando o combustível de forma mais abrangente na câmara de combustão. Já os injetores de bico saliente injetam um único “spray” e tendem a comprometer de forma mais acentuada a operação do motor diesel com combustível diferente do original, tal como óleo vegetal.

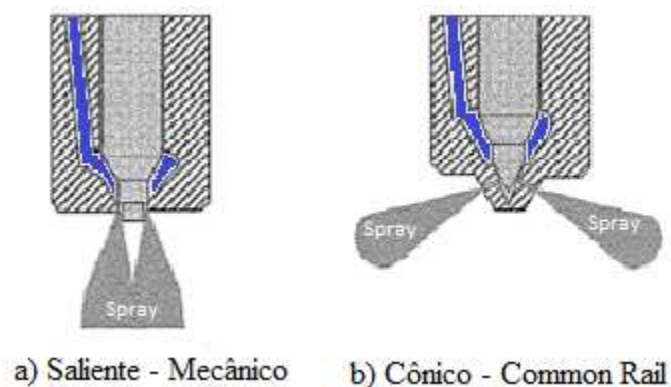


Figura 3.10: Tipos de jato (spray) em injetores mecânicos (a) e common-rail (b).

Outra questão relevante diz respeito ao tempo de captura da imagem. A Figura 3.11 ilustra a morfologia de spray obtido num sistema *common-rail*. Pode se visualizar os

cinco jatos e uma estimativa do índice de penetrabilidade do spray de óleo vegetal aquecido a 50° C. Através destas imagens é possível verificar a morfologia do spray com emprego de óleo vegetal em dois níveis de pressão. As distâncias marcadas são projeções no plano da figura. O índice de penetrabilidade real necessita correção, devido ao ângulo de injeção, conforme ilustrado na Fig. 3.5.

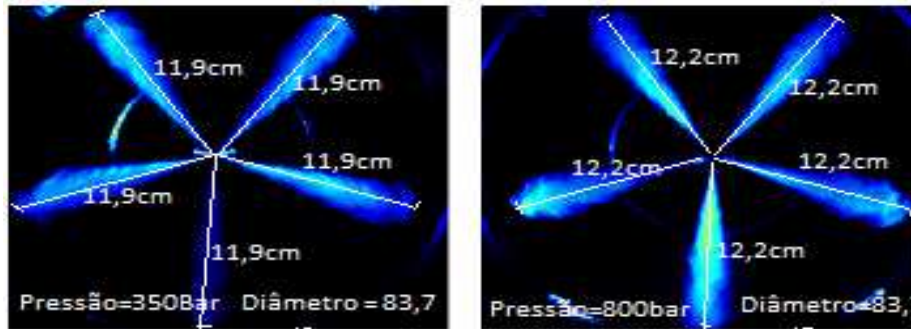


Figura 3.11: Imagens dos cinco jatos do injetor Common Rail

Para corrigir os efeitos angulares do jato de óleo vegetal foi necessário ajustar a posição do bico injetor para que o jato de líquido ficasse no mesmo plano da imagem e paralelo a uma escala de referência, conforme ilustra a Fig. 3.12. Dependendo do índice de refração, as imagens passam por diferentes soluções de tratamento até que o jato fique destacado e permita um cálculo mais preciso de seu alcance (penetrabilidade).

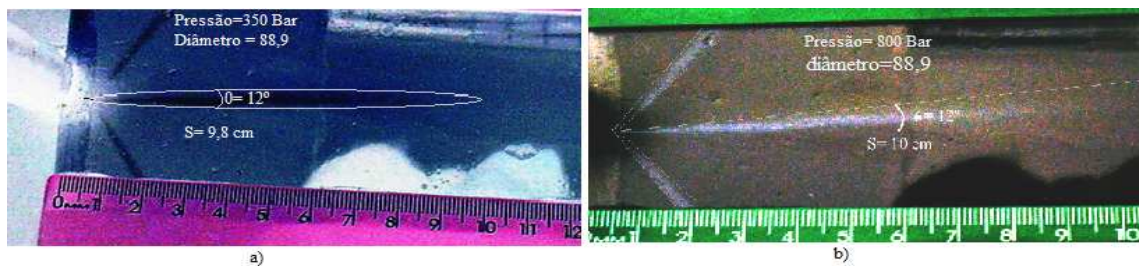


Figura 3.12. Configuração final do sistema de geração de imagem.

É importante destacar que, dada as características morfológicas do jato de líquido (spray) em sistemas common-rail, a metodologia sugerida por Naber e Siebers (1996), ilustrada na Fig. 1.6, para o cálculo da penetrabilidade pode ser simplificada, uma vez que o final do jato (ponta do spray) nestes sistemas fica mais bem definido, como ilustrado na Fig. 3.8. Tais testes foram realizados em atmosfera estática de ar a pressão

e temperatura ambientes. Em se tratando de óleo vegetal, o nível de evaporação do spray é inferior aquele obtido em atmosfera aquecida. Assim, pode-se concluir que o spray de óleo vegetal apresenta níveis mínimos de evaporação.

O índice de penetração foi estimado a partir de um conjunto de imagens produzidas por spray de óleo vegetal com diferentes níveis de temperatura em pelo menos dois tempos distintos, conforme ilustrado na Fig. 3.7.

3.1.3 Fluidos utilizados nos testes

Conforme destacado na introdução, a região amazônica possui inúmeras espécies de oleaginosas. Em linhas gerais, algumas propriedades de óleos vegetais, tais como, densidade, taxa de cisalhamento, viscosidade, condutividade térmica, entre outras, apresentam, respectivamente, valores com baixa variabilidade relativa. Desta forma, optou-se por empregar óleo de soja ao longo deste estudo. Com o domínio da técnica, muitos outros óleos que potencialmente podem ser empregados na geração de energia elétrica podem ser testados, como óleo de macaúba, de dendê, de tucumã, buriti, macaúba, entre outros. Estes óleos, contudo, podem apresentar alterações na sua composição, em função do processo de extração, filtragem, etc. Desta forma, a opção por óleo de soja, adquirido de um mesmo distribuidor em quantidades necessárias ao estudo, garantem uma melhor padronização da pesquisa. A Tabela 3.1 apresenta as principais características do óleo de soja e do diesel.

Tabela 3.1: Características dos óleos de soja e Diesel (Adaptada por Ramos 2009)

Características	Soja	Diesel
Poder calorífico (MJ/kg)	39,0	42,3
Ponto de Névoa (°C)	13	-
Índice de Cetano	36 a 39	40 a 60
Densidade a 25°C	0,9118	0,8497
Viscosidade a 37,8°C	36,8	2,0 – 4,3
Destilação a 90°C	370	338
Teor de cinzas (%)	-	0,014

3.2 Bancada Dinamométrica

A bancada para testes no motor consiste de um cilindro de gás natural, um tanque para depósito de óleo vegetal, um regulador de pressão, um Venturi misturador, um motor do ciclo Diesel, um gerador de energia elétrica, um conjunto de resistências de carga, um voltímetro, um osciloscópio e uma balança de precisão conforme a Fig. 3.13.

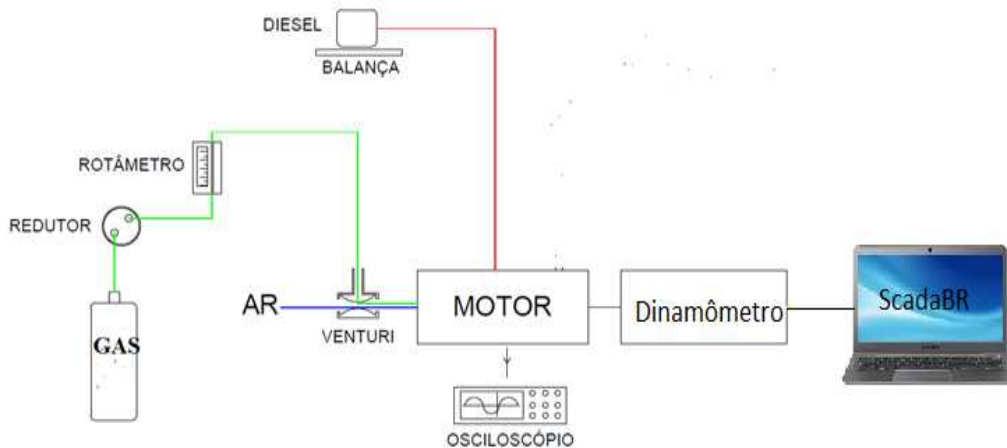


Figura 3.13: Bancada para teste para motor diesel.

3.2.1 Características do Motor Diesel

O sistema de aquisição de dados da bancada é baseado no código aberto, denominado ScadaBR. A bancada possui um motor do ciclo Diesel de fabricação Nacional, da marca Perkins, modelo 6357 acoplado a um dinamômetro de cargas hidráulico, tendo as seguintes características principais:

- 4 cilindros em linha;
- 2 válvulas por cilindro, no cabeçote;
- Comando de válvulas no cabeçote;
- Diâmetro Cilindros – 91,44 mm;
- Curso do Embolo – 127 mm;
- Razão de Compressão – 16:1;

- Ordem de Combustão – 1-3-4-2;
- Cilindrada Total – 3865,5 cm³
- Potencia a 3000RPM – 72 kW;
- Torque a 1500RPM – 22 kgf.m;
- Início da Injeção – 20° APMS;
- Início da Abertura de Válvulas de Admissão – 13° APMS;
- Fechamento Válvula de Escape – 10° DPMS;
- Pressão de Óleo – 4,6 atm;
- Lubrificação – óleo com bomba tipo diafragma;
- Admissão – aspiração natural;

Injeção de combustível – bomba injetora mecânica com controle automático.

3.2.2 Sistema de aquisição de pressão

O sistema de aquisição de pressão no interior do cilindro se vale de um osciloscópio com sensor piezoelétrico. AS características principais são:

- Largura de banda 60 MHz/2 canais;
- Taxa máxima de amostragem real de 1 GS/s para um canal e taxa de amostragem equivalente de 25 GS/s por canal;
- Ambiente de Operação – 0°C ~ 40°C;
- Altitude de Operação – < 3000m.

3.2.3 Sistema de medida de consumo de combustível

A aferição do consume de combustível se dá com auxílio de uma balança de precisão com as seguintes características:

- Marca – Toledo;

- Modelo – ARD 110;
- Capacidade – 4.100g;
- Incremento – 0,01g;
- Repetibilidade (desvio-padrão) – 0,01g;
- Tempo de estabilização – 3s;
- Temperatura de operação – 10 a 30°C.

3.2.4 Dinamômetro de Carga

Para aferição do nível de carga do motor numa dada rotação fez-se uso de um dinamômetro de carga da marca Shenck, modelo 0210 – 1E, fabricado em 1979.

3.2.5 Cilindro de Gás Natural

O objetivo do cilindro de gás natural é armazenar o gás em alta pressão numa quantidade suficiente para que os testes possam ser realizados sem necessidade de reabastecimento. Quando necessário, o cilindro pode ser deslocado para ser recarregado. O cilindro de gás tem as seguintes características técnicas:

- Fabricado conforme ISO 4705-D/ DIN 4771 DO T 3 AA;
- Material – AISI 4130, cromomolibdênio;
- Tratamento Térmico – Temperado;
- Pressão de Trabalho – 200/210 bar;
- Pressão de Ruptura – 500/600 bar;
- Capacidade de carga – 20 m³.

3.2.6 Regulador de Pressão.

O regulador de pressão é o elemento responsável pela diminuição da pressão do gás natural até os níveis desejados de pressão de utilização. Para tal, o sistema deve atender as necessidades de vazão em função das demandas instantâneas do motor. O regulador

de pressão recebe o gás natural do cilindro a uma pressão elevada e a reduz ao nível da pressão atmosférica. Desta forma, o regulador deve possuir válvulas de regulação de marcha lenta, intermediária e uma válvula solenoide que interrompe a passagem do gás quando o motor não está em operação.

3.2.7 Venturi Misturador

O Venturi misturador é um dispositivo necessário no conjunto para garantir a correta mistura ar/gás para admissão nos cilindros do motor. O misturador é acoplado entre o filtro de ar e o coletor de admissão.

3.2.8 Rotâmetro

Para medir o fluxo de gás natural que é admitido pelo motor, fez-se necessário um medidor de vazão. O rotâmetro é um medidor de área variável largamente utilizado para medições instantâneas de correntes de fluidos. O rotâmetro é constituído de um tubo cônico transparente e de um flutuador que se movimenta verticalmente de acordo com a vazão. Sobre o flutuador do rotâmetro incidem duas forças que se equilibram: força peso e o empuxo. Um aumento de vazão implica em um aumento da área de passagem no tubo cônico, fazendo com que o flutuador passe a um novo ponto de equilíbrio. As leituras de vazão instantâneas são obtidas pela leitura direta da posição do flutuador na escala do aparelho.

Capítulo 4

Caracterização do Spray

4.1 Conceitos Preliminares

Este trabalho tem como objetivo central obter uma correlação para o cálculo da penetrabilidade de jatos de óleo vegetal, por meio da caracterização do spray realizado em sistemas de injeção tipo *common-rail*.

A penetrabilidade do spray, na atomização, pode ser definida como a máxima distância alcançada pelas gotas, a partir do bico injetor, em uma atmosfera estática. Dois efeitos opostos interferem na penetrabilidade. A energia de movimento inicial do jato líquido e a resistência aerodinâmica da massa gasosa. A energia de movimento inicial é elevada, mas à medida que a atomização prossegue e a área superficial do líquido aumenta, o spray passa a sofrer maior efeito do atrito com a atmosfera gasosa. Quando a maior parte da energia inicial é dissipada pelo atrito, a trajetória é conduzida principalmente pela gravidade e pelo movimento da fase gasosa. Quando um jato líquido emerge de um injetor com a geometria de um corpo cônico, é estabelecida uma competição entre forças de desintegração que provocam oscilações e perturbações. As oscilações são amplificadas e a fase líquida contínua é desintegrada em gotas. Este processo é definido como atomização primária ou quebra. Se as gotículas formadas excedem um tamanho crítico, a posterior desintegração em gotículas menores, uma atomização secundária ocorre.

Os índices de penetrabilidade do spray de injeção de óleo são influenciadas por alguns parâmetros operacionais, tais como: a pressão e a densidade dentro da câmara de combustão, a pressão de injeção, a temperatura do injetor e a volatilidade do combustível.

O comprimento de quebra da fase líquida (comprimento do jato líquido) é definido como a distância entre o injetor e o ponto do espaço onde ocorre a aparição das primeiras gotículas líquidas e depende da velocidade relativa entre o líquido e o ambiente ao qual o líquido é descarregado. Durante esse intervalo de tempo ocorrem duas etapas na desintegração do jato líquido, a primeira próxima ao injetor que

denominamos quebra primária e a posterior mais distante na quebra em gotículas menor denominada quebra secundária. Quanto menor for o tamanho das gotas no spray mais curta se torna a penetrabilidade devido a menor quantidade de movimento das partículas. A morfologia do spray se desenvolve em forma de um cone. Este cone define, por consequência o ângulo do spray. Resultados de caracterização de jatos têm demonstrado que o ângulo do spray é principalmente influenciado pelas dimensões do injetor, pelas propriedades do líquido e pela densidade do meio ao qual o spray é descarregado, Lefebvre (1989).

O diâmetro médio de Sauter (SMD), é definido como sendo o diâmetro da gota que representa a razão entre a área superficial e o volume da gota. Por inexistência de um sistema avançado de aquisição de imagens, a o cálculo do SMD pode realizado por meio de equações paramétricas disponíveis na literatura. Por exemplo, de forma bastante simplificada, pode-se calcular o SMD a partir de um único parâmetro:

$$SMD = 1.89 D_l \quad (4.1)$$

Onde D_l é o diâmetro de ligamento.

A amplitude de qualquer perturbação (ondulação) longe da ponta de um injetor é muito menor do que o diâmetro do cone e que o comprimento de onda de quaisquer ondulações formadas na película de líquido cresce até a sua amplitude é igual ao raio do ligamento, de modo que uma gotícula é produzido por comprimento de onda. Em seguida, o diâmetro do ligamento é dada pela equação proposta por Johns (1988):

$$D_l = 0.9615 \cos \Theta \quad (4.2)$$

Nos primeiros testes realizados em nossa bancada de atomização o fluido utilizado foi óleo Diesel natural a uma temperatura de 35°C e pressões de 350 bar, 800 bar e 1400 bar consecutivamente. A aquisição fotográfica é efetuada por uma câmera com uma lente teleobjetiva introduzida em orifícios da parte frontal da bancada. Esta foi a melhor combinação encontrada para a aquisição das imagens no aparato experimental. A obtenção das imagens deste trabalho ocorreu pelo espalhamento da luz nas gotículas dos sprays captadas em uma câmera.

Com a obtenção de uma sequência de imagens de um filme da penetração aplicamos a ferramenta do auto CAD para definição do comprimento de cada posição desta penetração.

Para biocombustíveis sugere-se o emprego de equações com maior número de parâmetros como aquelas discutidas em Soo-Young (2010):

$$SMD = 0,00210 \mu + 0,000330 \sigma \quad (4.3)$$

e:

$$SMD = 6156 \nu^{0,385} + (\sigma \rho_l)^{0,737} + \rho_g^{0,06} + \Delta P^{-0,54} \quad (4.4)$$

Segundo Hiroyasu et al. (1976) o ângulo do spray pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\theta = 0,05 \left(\frac{\phi^2 \rho_a \Delta P}{\mu_a^2} \right)^{0,25} \quad (4.5)$$

Onde:

θ = ângulo do spray

ϕ = diâmetro do orifício

ρ_a = Massa volumétrica do ar ambiente

μ_a = Viscosidade do ar ambiente

ΔP – Diferença de pressão entre o líquido e o meio gasoso.

Para a estimativa do comprimento do jato de líquido (L), em sistemas common-rail, Yule e Salters (1995) sugerem a seguinte equação

$$L = 0,00265(\phi) We^{-0,1} Re^{-0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0,08} \quad (4.6)$$

Onde

ρ_l = massa específica do líquido;

ρ_g = massa específica do gás;

ϕ = diâmetro do orifício do injetor.

Segundo Payri et al. (2005), para um dado diâmetro de furo do injetor, os parâmetros mais importantes que definem o nível de penetrabilidade do spray são a densidade do gás onde é injetado o líquido, a pressão de injeção (diferença entre o líquido e o gás ambiente) e o tempo decorrido após o início da injeção. Após análise dimensional, os autores sugerem que o índice de penetrabilidade pode ser estimado por.

$$S(t) \propto \rho_a^{-0,25} \cdot \Delta P^{0,25} \cdot \phi_o^{0,5} \cdot t^{0,5} \quad (4.7)$$

Segundo os autores uma correlação adequada para a estimativa do índice de penetrabilidade do spray pode ser dado pela seguinte equação.

$$S(t) = \kappa \cdot \rho_a^a \cdot \Delta P^b \cdot \phi_o^c \cdot t^d \quad (4.8)$$

onde:

κ = Fator de convergência ou divergência do orifício

ρ_a = massa específica do gás

ΔP = Variação entre a pressão do líquido e a pressão do ar

ϕ_o = Diâmetro do orifício do injetor

t = Tempo decorrido após início da injeção

O cálculo dos cinco coeficientes na equação de Payri et al. (2005), isto é, κ , a , b , c , d , requer um número elevado de ensaios, variando-se os parâmetros relevantes da referida equação. Contudo, pode-se valer da física do problema para simplificar a

definição de uma equação paramétrica capaz de estimar o índice de penetrabilidade de óleo vegetal em sistema *common-rail*.

Para manter a física do problema, considerando-se que, neste trabalho, a densidade do gás onde emerge o spray não pode ser alterada, o coeficiente deste termo (a) será mantido igual a $-0,25$. Da mesma forma, serão inalterados os coeficiente relacionados ao tempo, isto é, $d = 0,5$, à geometria do furo (c) bem como o expoente do termo de pressão, $b=0,25$.

Ensaio exploratórios destacaram a influência da pressão no índice de penetrabilidade do spray, conforme ilustra a Fig. 4.1. Nos testes, as pressões de 250 a 1400 bar. Em níveis baixos de pressão verificou-se menor penetração bem como no ângulo do spray. Em pressões mais elevadas o jato de líquido se desintegra mais rapidamente, obtendo-se um spray mais diluído.



Figura 4.1: Morfologia de sprays em função da pressão de injeção.

Assim, variando-se a pressão no sistema de injeção com óleo vegetal, bem como o tempo decorrido a partir do início a injeção, pode-se calcular o valor do fator de convergência ou divergência do orifício (κ), estabelecendo um conjunto de equações paramétricas semi-empíricas.

4.2 Metodologia Específica

Na realização dos testes foram estabelecidas as premissas principais que permitissem, com bom grau de confiabilidade, definir equações paramétricas para o cálculo da penetrabilidade de spray de óleo vegetal em sistemas *common-rail*.

Os testes de vazão foram realizados variando a pressão de trabalho entre 350 e 1400 bar. O fluido injetado do atomizador foi coletado em uma pequena proveta com graduações para medição de volume e o tempo de injeção é pré-estabelecido na bancada de testes de injetores *common-rail* por meio de uma interface virtual sincronizada com os sistema de aquisição de imagem. Nesta etapa, para cada pressão

testada foram obtidos quatro valores de vazão volumétrica e a medida final foi obtida pelo cálculo da média dessas medidas.

Um conjunto de testes exploratórios foi realizado para se melhor conhecer o comportamento do spray, sua morfologia e características. Nestes testes, avaliaram-se, principalmente:

- As regiões principais do spray;
- A simetria do spray (conicidade);
- Estimativa preliminar da variância de resultados e reprodutibilidade;
- Os fatores mais influentes na morfologia do spray;
- As peculiaridades do injetor escolhido para os ensaios;
- Observação preliminar dos efeitos das pressões de injeção.

Primeiramente foram feitos ensaios exploratórios utilizando óleo Diesel como fluido de teste e a seguir óleo de soja, objetivando:

- Aperfeiçoamento da metodologia e definição final da rotina de ensaios;
- Verificação e solução de problemas da bancada de ensaios;
- Segurança operacional e desempenho da câmara de spray.
- Avaliar o efeito da pressão de injeção.

Foram selecionados quatro níveis de pressão do combustível no sistema *common-rail*, 250, 350, 800 e 1400 bar. Para cada nível de pressão foi obtido um conjunto de imagens para dois tempos de injeção. Detalhes metodológicos foram abordados no Cap. 3. As imagens foram tratadas para melhor destacar o spray no sistema de referência. As medidas de penetração (comprimento do spray) foram realizadas nas imagens devidamente tratadas. A Figura. 4.2 ilustra o jato de líquido após tratamento da imagem, onde se destaca a morfologia do spray. A estimativa da penetrabilidade pode ser então realizada, com nível adequado de precisão.



Figura 4.2: Morfologia destacada do spray após tratamento da imagem.

4.3 Resultados e Discussão

A Figura 4.3 mostra a influência da pressão no nível de penetrabilidade do jato de óleo de soja em dois níveis de temperatura, 50°C e 70°C em um injetor de orifício da saída de 83,7µm. Pode-se inferir que o aumento da pressão ocasiona jatos mais longos e que o índice de penetrabilidade pode ter influência da temperatura do óleo vegetal, na medida em que altera a viscosidade do mesmo. Estes níveis de temperatura são intermediários entre a temperatura ambiente e a temperatura que normalmente se opera óleo vegetal puro em motor diesel (90 °C). A viscosidade de óleos vegetais se aproxima assintoticamente da do Diesel em temperaturas superiores a 100 °C, conforme observaremos na figura 5.3.

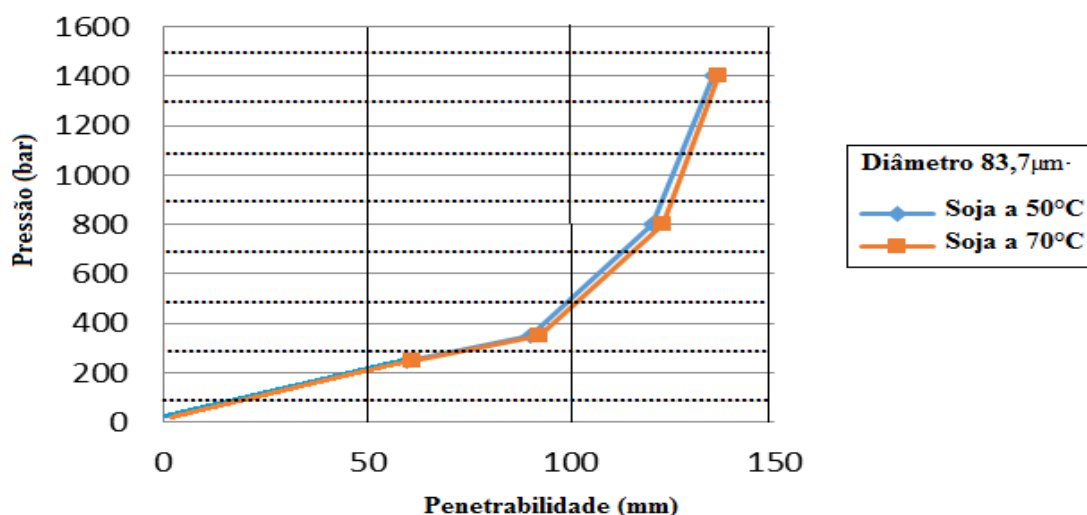


Figura 4.3 : Gráfico do índice de penetrabilidade com variação da pressão nas temperaturas do óleo de soja a 50°C e 70°C em um injetor de orifício da saída de 83,7µm.

O diâmetro de saída do bocal do injetor tem forte influência na morfologia do spray. A maior restrição dos fluidos encontra-se na seção de saída do injetor. É evidente que o aumento do diâmetro de saída conduz a um aumento da vazão do fluxo e, conseqüentemente, a vazão do líquido de atomização, para um mesmo diferencial de pressão.

Assim, o diâmetro de saída do injetor não só influi apenas nos parâmetros operacionais do injetor, mas também nas características morfológicas do jato. Quando altera-se o diâmetro de saída do injetor, também altera a razão de área de aeração bem como o regime de operação do injetor em termos dos adimensionais Re e Oh , que definem a estrutura da linha de líquido na saída do injetor.

O índice de penetração nos dois injetores revelou as seguintes características: os injetores de bocal de diâmetro de saída $83,7 \mu m$, produziram menos grau de penetração. Por outro lado, o bocal de diâmetro de saída $88,6 \mu m$ apresentou níveis mais elevados de penetração.

A Figura 4.4 mostra a influência do diâmetro do orifício de saída do injetor na quantidade de massa injetada. Observa-se a influência do diâmetro do orifício em relação à pressão para as mesmas quantidades de óleo injetadas. A medição da vazão do óleo vegetal se deu pela captação do produto injetado em uma pequena proveta e seguidamente medido por sistema de pesagem em uma balança de precisão.

Vale ressaltar que nossa bancada de testes possui software com capacidade de indicar a vazão do fluido para as determinadas variações de pressão e temperatura.

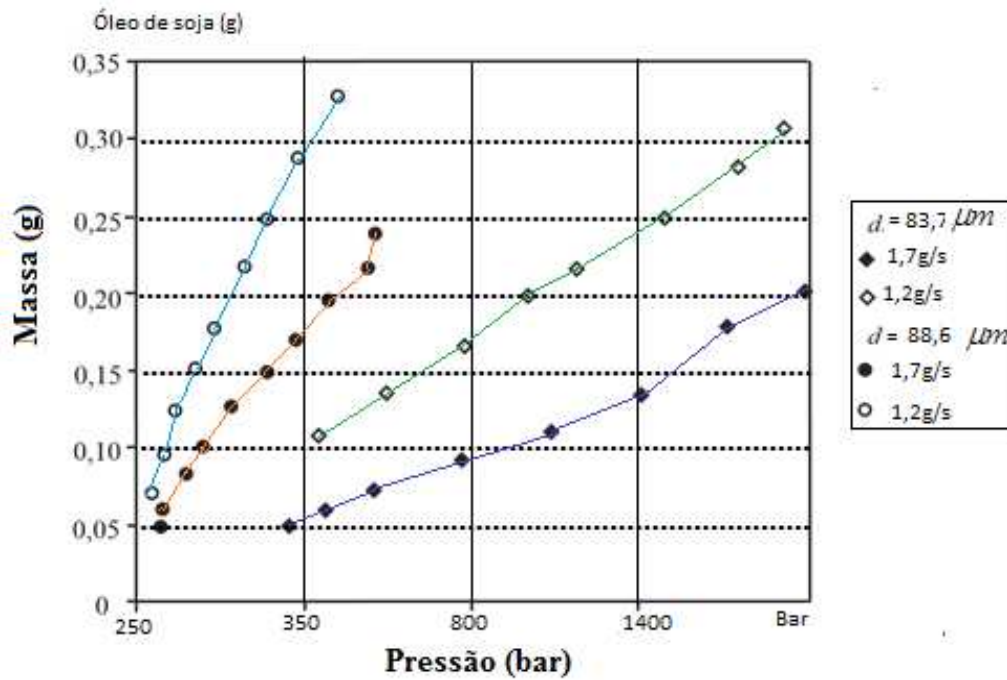


Figura 4.4: Influência da pressão de injeção sobre e o diâmetro do orifício de saída na atomização de óleo de soja.

Como é observado na Fig. 4.4 o diâmetro do orifício de saída é um dos parâmetros relevantes no estudo de projetos para adequação do nível de penetrabilidade na injeção de combustíveis alternativos em motores do ciclo Diesel, pois apresenta influência direta no volume da vazão, no tamanho das gotículas como também no comprimento do spray.

A Figura 4.5 mostra uma correlação para vazões mássicas de Diesel e óleo de soja realizada na bancada de injetores *common-rail*. Percebe-se a influência indireta da viscosidade na vazão mássica de combustível atomizado.

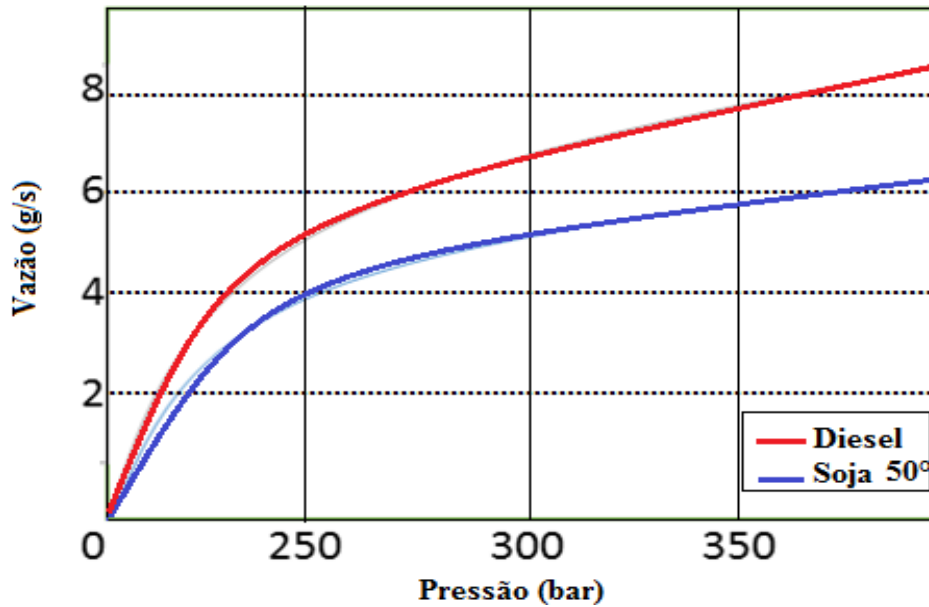


Figura 4.5: Correlações para a vazão de combustíveis em injetores *common-rail*.

A Tabela 4.1 apresenta os comprimentos da penetrabilidade conforme as pressões de injeção e os diâmetros dos orifícios de saída. Verifica-se alongamento do spray com aumento da pressão bem como do diâmetro do orifício do injetor, em sistema *common-rail*.

Tabela 4.1: Resultados Experimentais da penetrabilidade com variação da pressão e aplicação em dois injetores de diâmetros de saída de orifícios de 83,7 μ m e 88,6 μ m.

Pressão (Bar)	Diâmetro (μ m)	Penetração (cm)
250	83,7	9,8
350	83,7	10,2
800	83,7	11,6
1400	83,7	12,0
250	88,6	10,3
350	88,6	10,8
800	88,6	11,9
1400	88,6	12,9

A Figura 4.6 apresenta as medidas de índice de penetrabilidade obtidos por imageamento em um injetor com diâmetro de orifício de 83,7 μm e pressão de 1400 bar operando com óleo vegetal. Verifica-se uma relação direta do tempo decorrido após o início da injeção com o índice de penetrabilidade do spray. Na medida em que o spray se propaga na atmosfera gasosa, as gotas sofrem evaporação e o spray sofre espalhamento. A combinação destes fatores faz com que a taxa de variação do índice de penetrabilidade decaia. Em outras palavras maiores intervalos de tempo não necessariamente acarretam maiores índices de penetrabilidade. Para efeito de comparação, foram realizados testes com furo de 88,6 μm . A curva da Fig. 4.6 apresenta os resultados de ensaios de penetrabilidade de um spray obtido através de injetores de diâmetro de orifício de 83,7 e 88,6 μm .

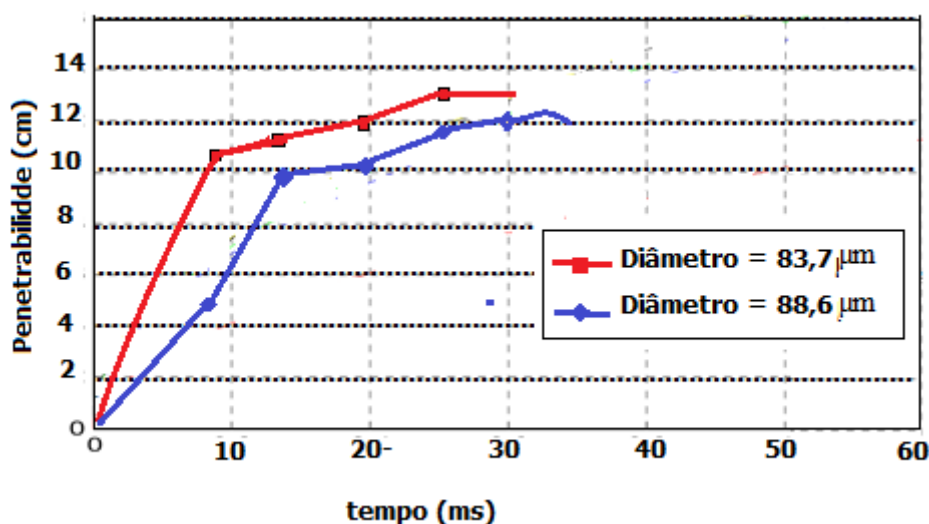


Figura 4.6: Gráfico das penetrações em dois injetores de saídas de orifícios de 83,7 e 88,6 μm .

Com base nos resultados experimentais, foram calculados diversos fatores de convergência/divergência do bocal, produzindo as equações paramétricas semi-empíricas que satisfazem a relação:

$$S(t) = \kappa \cdot \rho_a^{-0,25} \cdot \Delta P^{0,25} \cdot \phi_o^{0,5} \cdot t^{0,5} \quad 4.9$$

A geometria do orifício de saída do líquido em um injetor de combustível é fator determinante em relação aos demais parâmetros que envolvem a penetração do Spray em um ambiente atmosférico.

Portanto, a análise do fator de convergência ou divergência (κ) do orifício de saída é importante no estudo da caracterização de um spray de combustível. A tabela 4.2 relaciona a metodologia aplicada para análise deste fator em diversas variações de pressão e temperatura.

Tabela.4.2 Determinação do Fator de convergencia ou divergencia do bocal de saída.

S (m)	ρ (kg/m ³)	ΔP (MPa)	Φ (μm)	t (ms)	K (adimensional)					
0,08	1,23	24,9	83,6	4	11,59800505					
										S = 0,08 m, ΔP = 24,9 MPa, variando tempo
0,08	1,23	24,9	83,6	8	8,201028023					Situação 1
0,08	1,23	24,9	83,6	12	6,69611134					
0,08	1,23	24,9	83,6	16	5,799002527					

S (m)	ρ (kg/m ³)	ΔP (MPa)	Φ (μm)	t (ms)	K (adimensional)					
0,1	1,23	24,9	83,6	4	14,49750632					
										S = 0,1 m, ΔP = 24,9 MPa, variando tempo
0,1	1,23	24,9	83,6	8	0,001822965					Situação 5
0,1	1,23	24,9	83,6	12	0,001488445					
0,1	1,23	24,9	83,6	16	0,001289031					

S (m)	ρ (kg/m ³)	ΔP (MPa)	Φ (μm)	t (ms)	K (adimensional)					
0,12	1,23	24,9	83,6	4	17,39700758					
										S = 0,12 m, ΔP = 24,9 MPa, variando tempo
0,12	1,23	24,9	83,6	8	12,30154203					Situação 9
0,12	1,23	24,9	83,6	12	10,04416701					
0,12	1,23	24,9	83,6	16	8,698503791					

A Fig. 4.7 relaciona os resultados das penetrações caracterizadas pelos seguintes estudiosos: Wakuri, Dent, Arregle, Hiroyasu, Schihl e a proposta neste trabalho. Neste trabalho foi empregado óleo vegetal, enaunro os outros autores apresentam resultados para óleo diesel.

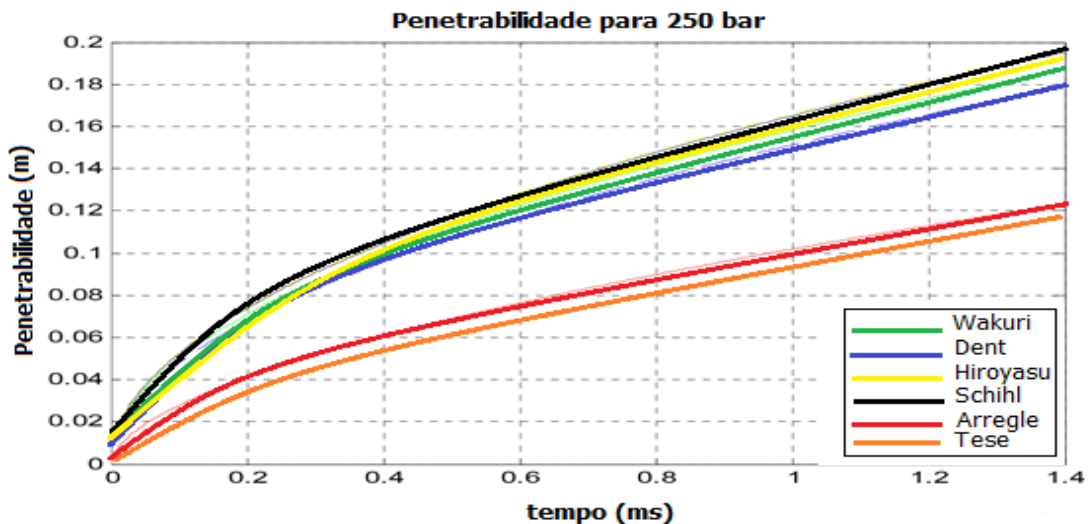


Figura 4.7: Gráfico comparativo de penetrações do spray a 250 bar.

Nos gráficos comparativos da figura 4.7 a pressão de injeção aplicada foi de 250 bar para os mesmos diâmetros do orifício de saída.

A Figura 4.8 apresenta os gráficos comparativos da penetrabilidade para os mesmos autores porém com o estudo da caracterização para a pressão de injeção de 350 bar e os mesmos diâmetros do orifício de saída.

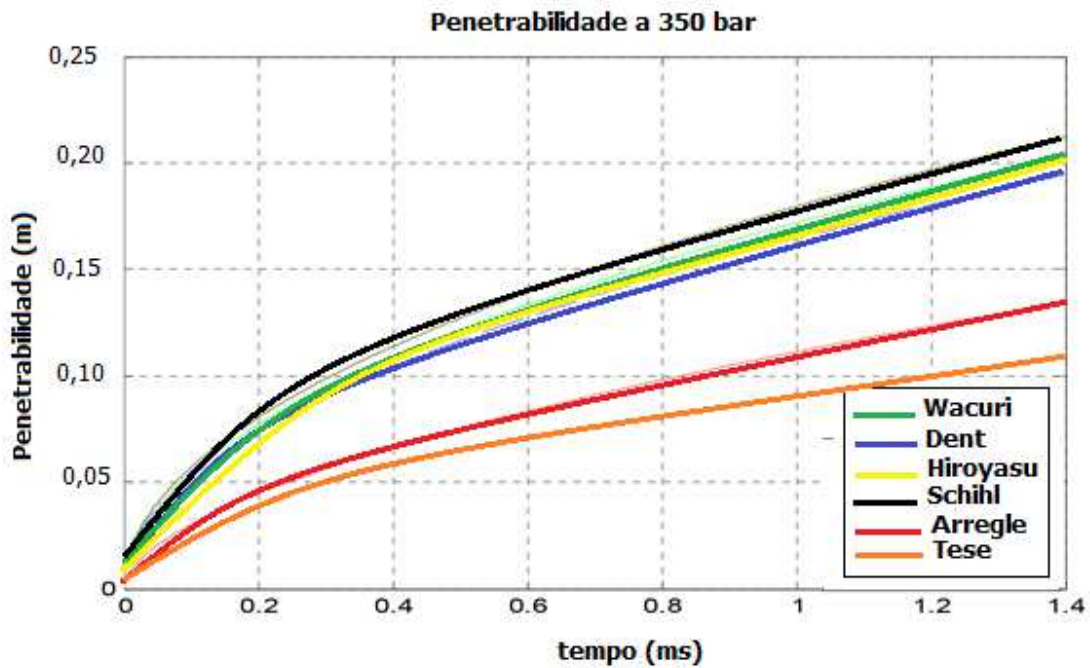


Figura 4.8: Gráfico comparativo de penetrabilidade do spray a 350 bar.

Após realização dos testes, neste trabalho, concluiu-se que os principais parâmetros que diretamente influenciam na caracterização do spray são:

- Pressão de operação

A pressão de operação afeta o ângulo de cone do *spray*, os diâmetros das gotas e a tensão superficial necessária para o atomizador.

- Viscosidade

Pode se dizer que a viscosidade é a resistência de um fluido a uma força cisalhante. Se a viscosidade do combustível for suficientemente grande, o injetor pode produzir ligamentos dentro da formação do *spray*. Com pequenos incrementos na temperatura a viscosidade do líquido diminuirá, facilitando o processo de atomização. A

viscosidade do líquido parece ter efeito significativo sobre as características morfológicas do spray.

4.4 Contextualização da caracterização da Penetrabilidade (S) com os ensaios Dinamométricos do motor

Tomando a análise cinemática do mecanismo biela-manivela desenvolvido por Silva (2013), desenvolvemos os cálculos necessários pra contextualizar a dinâmica da penetrabilidade do *Spray* com as operações no motor da bancada dinamométrica em estudo.

$$d = R(1 - \cos \theta) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2 \theta} \right] \quad (4.10)$$

A figura 4.9 representa a morfologia da análise cinemática do mecanismo biela-manivela do motor da bancada dinamométrica em estudo.

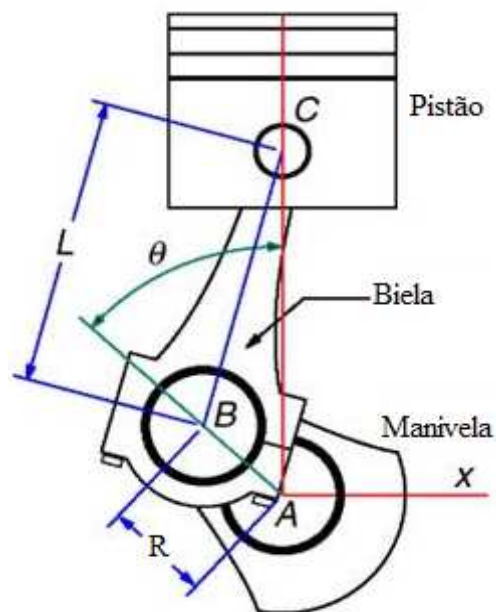


Figura 4.9: Morfologia da cinemática Biela-manivela

Sabendo que o início da injeção no motor em estudo é a 20 graus antes do PMS, calculamos a penetrabilidade do jato considerando a pressão interna da câmara de combustão. Determinando assim um jato de 58,14mm.

Considerando a geometria do injetor, com ângulo de 30° temos que o jato do *spray* tem uma penetrabilidade de 50,35mm na direção vertical.

Traçando a curva da distância antes de chegar ao PMS, a figura 4.10 apresenta a dinâmica do avanço do Pistão.

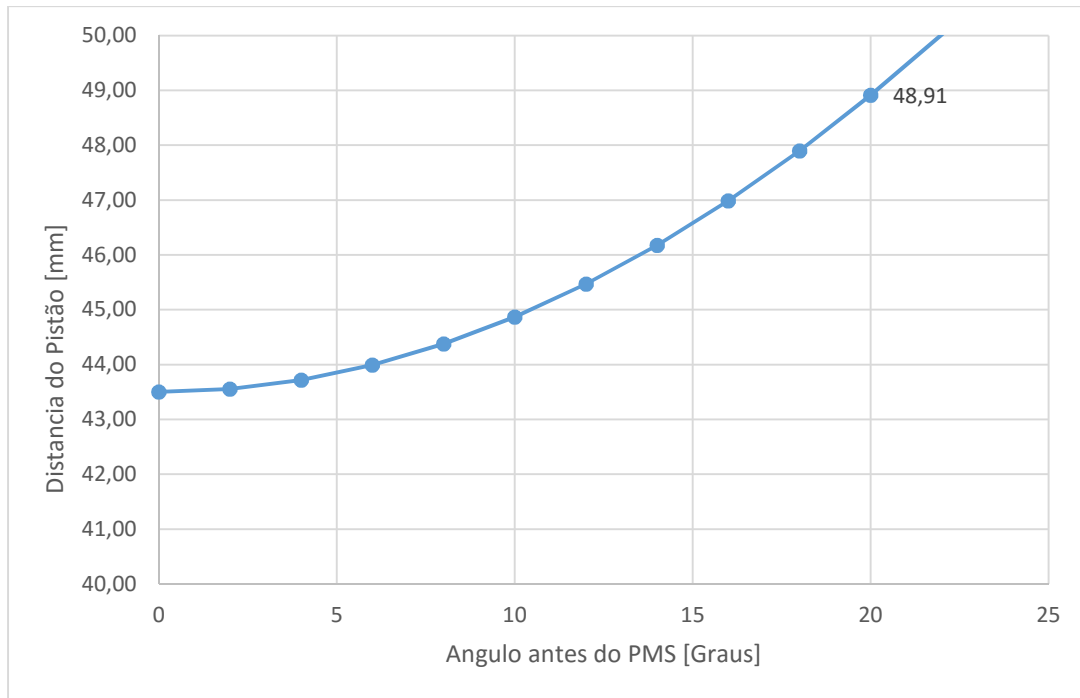


Figura 4.10: Curva do Avanço do Pistão.

Nota-se na curva que a superfície do pistão está situada a 48,91mm para o avanço padrão do motor. Sendo assim, com o trabalho desenvolvido com óleo de soja, o ideal para evitar o contato do *spray* com o pistão será necessário aumentar o avanço em dois graus. Ou seja 22 graus antes do PMS.

Capítulo 5

Ensaio em Dinamômetro

5.1 Definições Preliminares

Os testes para caracterização do spray foram realizados pela injeção do mesmo num atmosfera estática com ar a pressão e temperatura ambientes. Um motor do ciclo diesel operando no modo duplo-combustível admite e comprime uma mistura de ar e um gás combustível qualquer. No momento da injeção do óleo vegetal, a pressão e temperatura da mistura no interior do cilindro estão muito acima das condições atmosféricas. Adicionalmente, tem-se uma movimentação interna da mistura gasosa, em função das forças inerciais (fluxo de admissão) do gás bem como pela movimentação do pistão. Conforme destacado, a caracterização do spray de combustível num motor, em condições reais de operação, é realizada por um número modesto de grupos de pesquisa no mundo. A operação de um motor diesel operando no modo duplo combustível é uma maneira de se avaliar o desempenho do processo de atomização de óleo vegetal, na sua integralidade, e em condições reais de aplicação. Para isso, foram realizados alguns testes em bancada dinamométrica empregando-se óleo vegetal como combustível líquido e gás natural como combustível gasoso. O desempenho global do motor, em termos de torque e potência, reflete, com certo grau de confiabilidade, quão eficiente é o sistema de injeção de óleo, como consequência de sua morfologia do spray, com destaque para o índice de penetração. Faz-se necessário definir alguns processos e parâmetros relevantes típicos de motores do ciclo diesel operando no modo duplo combustível.

A Figura 5.1 ilustra imagens obtidas do início da queima dos combustíveis (diesel e gás de síntese) num motor do ciclo diesel operando no modo duplo combustível. As imagens foram obtidas por Azimov et al. (2013). Na Figura 5.1 é possível identificar dois regimes de queima, em função do nível de óleo diesel empregado como chama piloto. A imagem referenciada como baixa taxa de queima, é possível identificar dois regimes de combustão, um de pré-mistura (chama azul no contorno da chama amarelada) e uma região de intensa luminosidade, típica de chama de difusão, onde a gotas de diesel queima na periferia do jato, após evaporação e difusão no ambiente (ar + gás de síntese). Com a diminuição do nível de diesel injetado, para realizar a ignição com micro chama piloto,

pode-se observar um domínio de chama pré-misturada por quase toda a câmara de combustão (cilindro). A taxa de reação é mais elevada pois o regime de queima passa a ser dominada pela cinética da reação, em contraste com o caso anterior onde a taxa de queima é dependente da taxa de evaporação e difusão dos gases. As duas figuras podem, também, servir de base para os aspectos fundamentais que foram tratados neste trabalho, referentes a morfologia e penetração do jato no motor.

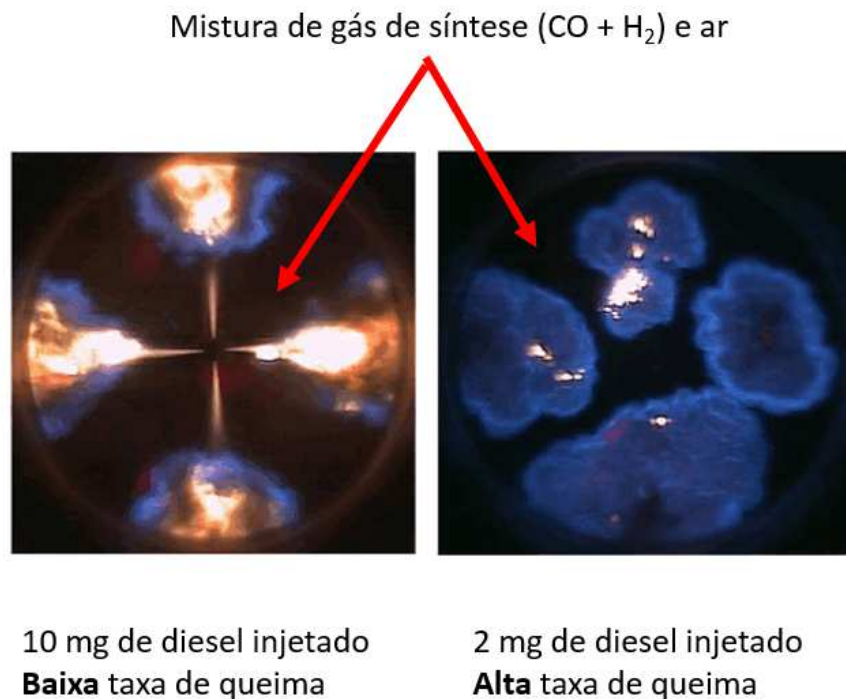


Figura 5.1: Taxa de queima em motor do ciclo diesel com chama piloto e gás de síntese (adaptado de Azimov et al., 2013)

5.1.1 Atraso da ignição

Os dois regimes de queima discutidos a partir do exame da Fig. 5.1 podem, de maneira indireta, ser identificados pela curva de pressão apresentada na Fig. 5.2, onde três fases estão detalhadas: (a) atraso da ignição; (b) queima pré-misturada e (c) queima por difusão. Este comportamento é típico de motores operando no modo original, com combustível líquido e ar. Esta fase começa com o início da injeção de combustível e termina quando começa a combustão. Durante esta fase o combustível é misturado com o ar através de uma série de processos físicos. Cronologicamente tem-se uma ligeira queda de pressão no interior do cilindro devido a evaporação inicial do

combustível líquido, que, naturalmente, retira calor do meio na realização deste processo. Após a evaporação de parte do combustível e mistura deste com o gás altamente aquecido, observa-se a ignição espontânea naquela micro região. Este processo deflagra a queima subsequente de combustível remanescente, em dois regimes principais, pré-mistura e difusão. A facilidade com que um combustível utilizado em motor com ignição por compressão inicia a combustão é definido pelo índice de cetano. A Tabela 3.1 indica que o índice de cetano de óleo vegetal é inferior ao do diesel. Assim, é desejável alterar o momento da injeção para se otimizar a operação do motor.

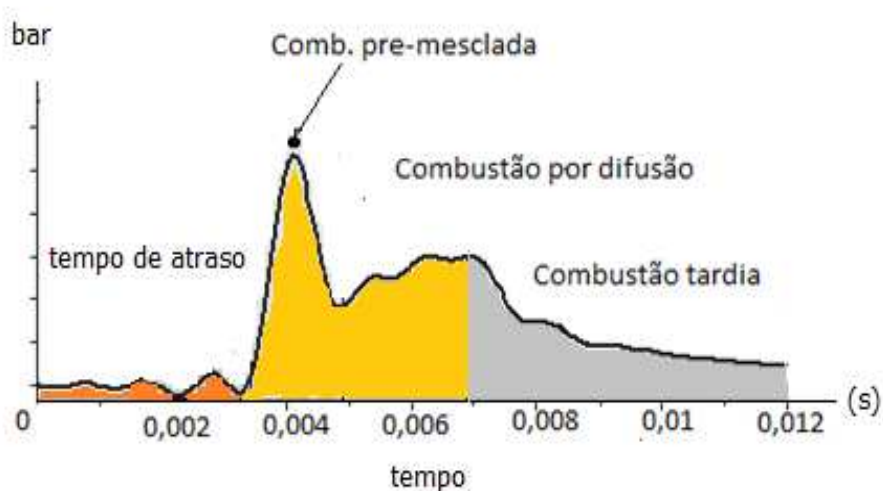


Figura 5.2: Curva de pressão no interior do cilindro em função do tempo.

5.1.2 Avanço da injeção

O emprego de combustível líquido não tradicional e a diluição de um gás, também combustível, no ar provoca, invariavelmente, alterações no desempenho do motor. Alguns parâmetros operacionais devem ser ajustados para se realizar uma queima e posterior aproveitamento do calor gerado no cilindro.

O momento da injeção é importante na busca do ponto ótimo de operação do motor quando da alteração de seu modo de funcionamento. Um ajuste adequado do ponto de injeção (avanço) juntamente com pré-aquecimento do óleo vegetal são práticas comuns quando se utiliza este combustível líquido. O aquecimento do óleo se dá para reduzir sua densidade, facilitando o processo de atomização. O óleo de soja também promove retardos na ignição, em consequência de seu baixo número de cetano,

comparativamente ao óleo diesel. O aquecimento do óleo de soja visa aproximar, através do aumento da temperatura, o valor da sua viscosidade à do óleo Diesel. A Figura 5.3 apresenta a viscosidade de alguns óleos de origem vegetal em comparação ao óleo Diesel. Pode-se verificar o decaimento acentuado da viscosidade do óleo vegetal na medida em que eleva a temperatura do mesmo e, nos níveis próximos a 100° C, a viscosidade dos óleos apresentados se aproxima da do óleo diesel. No ensaios, contudo optou-se por não aquecer o óleo de soja. Assim, a viscosidade, segundo a curva na Fig. 5.3, foi estimada em aproximadamente 30 mm²/s. Este valor é, aproximadamente, seis vezes a viscosidade do óleo diesel (5 mm²/s) na mesma temperatura. A vantagem em não se aquecer o óleo está na maior capacidade do mesmo de resfriar o bico injetor.

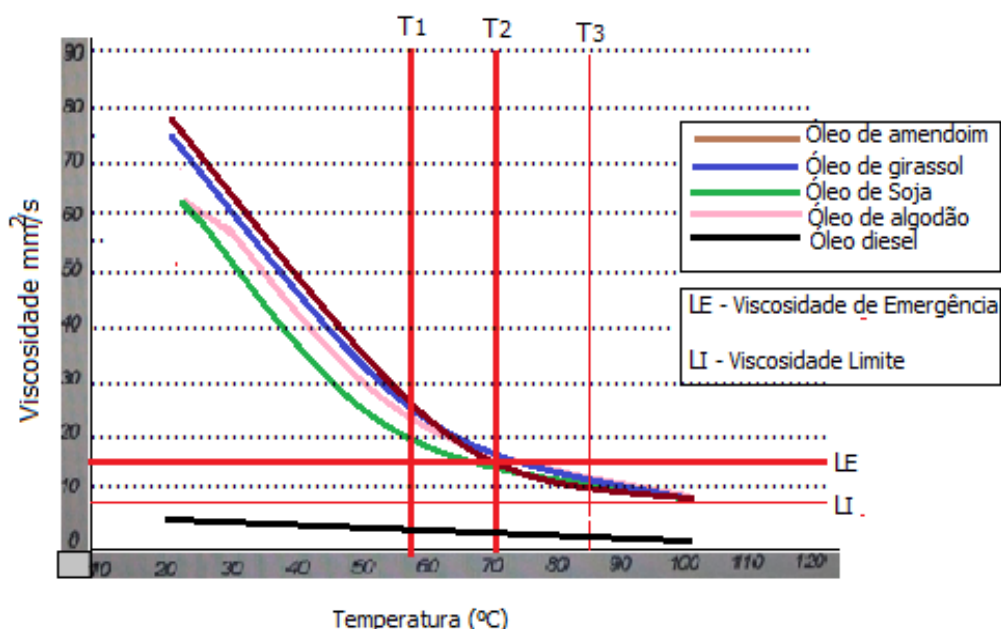


Figura 5.3: Viscosidade x Temperatura de alguns Óleos Combustíveis (Resultados obtidos no Laboratório de Química- UnB-Gama)

No motores diesel, a injeção é sempre feita com certo grau de avanço, para que a combustão promova, de forma sincronizada, um nível de pressão máxima do ciclo quando o pistão atingir o ponto morto superior, elevando a componente de pressão útil. Em condições normais (motor quente com velocidade média ou baixa) o avanço mínimo (do início da injeção) é de 10° ou 15° antes de PMS. No modo duplo

combustível este avanço se torna crítico devido ao surgimento de fortes oscilações de pressão.

A Figura 5.4 apresenta os resultados de Azimov et al. (2013) mostrando o surgimento de flutuações de pressão na medida em que se atrasa o ponto de injeção. Nestes ensaios os autores empregaram gás natural e injeção de diesel, limitada a 2,0 g/ciclo. Os gráficos mostram um conjunto de 80 ciclos de curvas de pressão. Verifica-se que quando o ponto de injeção está em $-5,5^\circ$ (antes do ponto morto superior) ocorrem flutuações de pressão que são tipicamente caracterizadas como “batida de pino”. Este regime de operação coloca em risco a integridade do motor e deve ser evitado por longos períodos de tempo.

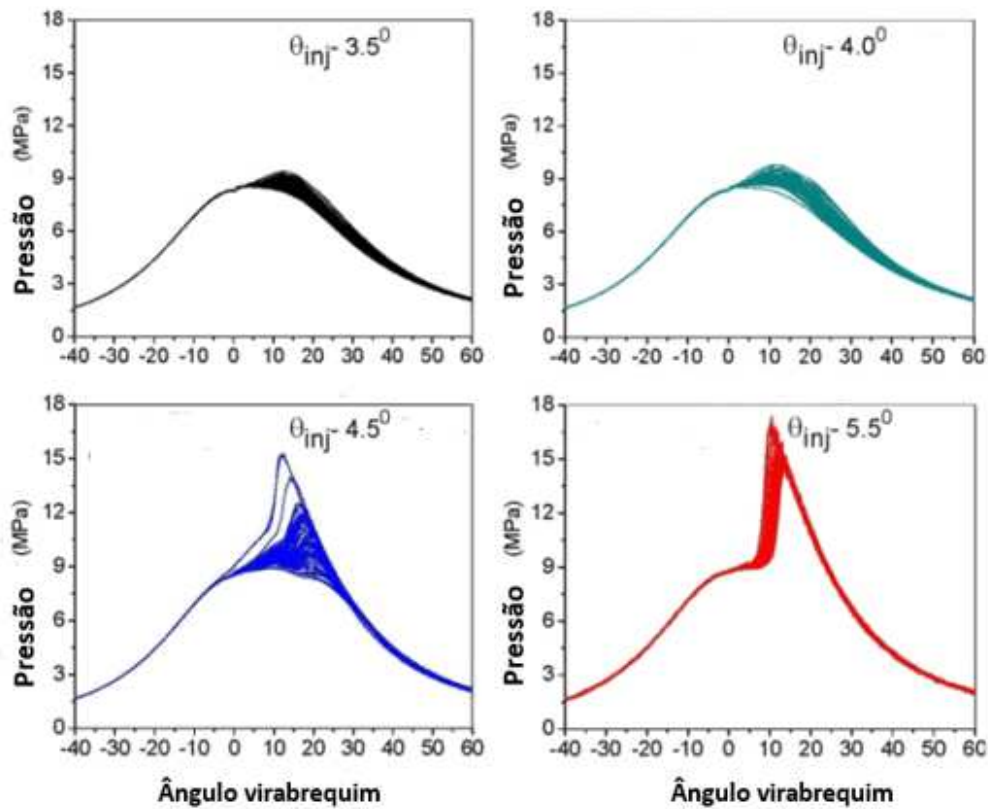


Figura 5.4: Diferentes regimes de pressão de motor diesel (Azimov et al., 2013).

Verificando-se os picos de pressão, no regime de batida de pino ($\cong 170$ MPa), na Fig. 5.5 percebe-se que são praticamente duas vezes superiores ($\cong 90$ MPa) ao regime normal do motor ($-3,5^\circ$ e $-4,0^\circ$). Portanto, na operação duplo combustível deve-se

atentar para a ocorrência deste regime de sorte a não comprometer a integridade do motor.

5.2 Operação do Motor no Modo Duplo-Combustível

O procedimento de admissão de mistura Ar/GNV é feita através de um Venturi calibrado mecanicamente e a injeção de óleo vegetal é processada pela bomba injetora do motor regulada para produzir a chama piloto. Outros parâmetros importantes serão discutidos a seguir.

5.2.1 Injeção piloto

Dá-se o nome de injeção piloto, a injeção de uma pequena quantidade de combustível líquido, para que este seja responsável pela iniciação do processo de combustão do gás. O conjunto de gotículas da injeção piloto funciona como uma frente de chama que se propaga para o gás natural. A quantidade de óleo vegetal na injeção piloto deverá ser reduzida ao mínimo para que se atinjam altos níveis de substituição por gás. O consumo de óleo vegetal, nos ensaios, foi monitorado a partir da vazão mássica de combustível, com auxílio de uma balança de precisão.

A variação da massa de óleo vegetal foi gravada a cada segundo. O consumo médio, contudo, foi obtido em intervalos de dez segundos (kg/s), a fim de minimizar erros de medição.

5.2.2 Admissão de Gás Natural (GNV)

O volume de gás e consumido foi monitorado por meio de um rotâmetro. Esse instrumento possui uma régua calibrada para GLP, na pressão de 2,0 bar a uma temperatura de 21°C e pode ser aplicado nos ensaios para indicação da vazão de gás metano. Para necessitamos de adicionar uma correção.

Fator 1, correção de pressão:

$$F_1 = \sqrt{p_0 / p_1} \quad (5.1)$$

Onde:

p_0 é a pressão absoluta do gás nas condições de calibragem e

p_1 é a pressão absoluta do gás nas condições de serviço

Fator 2, correção de temperatura

$$F_2 = \sqrt{T_0 / T_1} \quad (5.2)$$

Onde:

T_0 é a temperatura absoluta do gás nas condições de calibragem

T_1 é a temperatura absoluta do gás nas condições de serviço

Fator 3, correção da massa específica do gás:

$$F_3 = \sqrt{\rho_0 / \rho_1} \quad (5.3)$$

Onde:

D_0 é a massa específica do gás para a qual o rotâmetro foi dimensionado

D_1 é a massa específica do gás nas condições de serviço

Logo:

$$Q_{GN} = Q_{GLP} \cdot (F_1 \cdot F_2 \cdot F_3) \quad (5.4)$$

Onde, Q_{GN} é a vazão do gás a ser encontrada e Q_{GLP} é a vazão aferida no rotâmetro.

5.2.3 Parâmetros Medidos

Nos testes de avaliação de desempenho do motor operando no modo duplo combustível com óleo vegetal e GNV foram avaliados e monitorados os seguintes parâmetros:

- Potência (kW);

- Torque (Nm);
- Consumo específico de combustível (kg/h);
- Rendimento térmico (%);
- Taxa de substituição de Óleo Vegetal por Gás (%);
- Rotação do motor (rpm);
- Posição do atuador da bomba injetora (%);
- Temperatura de admissão do ar (°C);
- Temperatura do ar no coletor de admissão (°C);
- Temperatura de entrada do diesel (°C);
- Temperatura da entrada de água no motor (°C);
- Temperatura de retorno da água do motor (°C);
- Umidade relativa (%);
- Pressão barométrica (bar);
- Vazão de Gás (kg/h);
- Pressão do Gás a montante da injeção (Bar);
- Pressão do Óleo vegetal (Bar).

5.2.4 Revisão e preparação do motor

Um passo inicial importante no desenvolvimento deste trabalho foi promover uma revisão geral das condições de vida útil dos componentes internos do motor. Após um determinado de tempo de horas trabalhadas é possível analisar comparativamente possíveis desgastes que ocorreram no mesmo, operando fora das condições originais. A Figura 5.11 apresenta as imagens produzidas por um boroscópio, antes dos ensaios. Tais imagens foram obtidas retirando-se os bicos injetores e introduzindo a sonda do boroscópio na câmara de combustão. Pode-se verificar que, a menos de pequenos

processos e carbonização na cabeça do pistão, a câmara de combustão se encontra em bom estado.

Foram retirados os bicos injetores para análises, limpeza e testes dos mesmos na bancada de injetores. Com auxílio de um boroscópio foram avaliadas as condições dos pistões e da câmara de combustão. Após detectadas algumas pequenas avarias realizou-se um trabalho de manutenção e posterior remontagem de componentes.

5.2.5 Testes Preliminares

Inicialmente foram realizados testes com o motor Diesel operando nas condições originais. Foram levantadas as curvas de potência, torque, consumo de combustível e pressão no interior do cilindro. Em seguida, com o motor adaptado para operar com duplo combustível, para as mesmas rotações do caso anterior, promoveu-se a substituição de diesel por óleo de soja e gás até que a potência fosse aproximadamente igual da potência original do motor diesel para aquela rotação. Esta substituição de combustível foi realizada supervisionando-se a curva de pressão do motor.

Para preservar a integridade física do motor, foram estabelecidos critérios para operar o mesmo no modo duplo combustível de forma continuada (longos períodos de tempo), tais como limitar a pressão máxima em 60 bar. Com o motor adaptado para operar com duplo combustível, os ensaios foram realizados com a redução gradativa da alimentação de óleo vegetal (chama piloto), medindo-se todas as variáveis de trabalho. Os testes foram realizados reduzindo-se o débito de vegetal simultaneamente com o aumento da alimentação de gás, até que a potência fosse igual à original do motor a diesel em diferentes níveis de rotação.

Nesta fase de calibração do sistema, para operar no modo duplo combustível (DC), adotou-se, como referência, limitar a injeção de óleo vegetal até 40% da energia total de combustão. Este nível de injeção de óleo vegetal é considerado relativamente elevado. Por exemplo, em Rodrigues et al. (2009) o nível de energia estabelecido para ser liberado pela chama piloto (óleo de macaúba) ficou limitado entre 30 e 40%. Isto é, com o motor operando a baixa carga (2 kW) 0,5 g/s de óleo vegetal puro (macaúba) foram consumidos. Em carga máxima (9 kW) foram consumidos 1,1 g/s de óleo de macaúba. No modo duplo combustível (macaúba + gás de síntese) foi possível operar

o motor, injetando-se- óleo de macaúba (chama piloto), com 0,2 g/s no nível de 2 kW e 0,31 g/s em 9 kW (Rodrigues et al., 2009).

Kelvin et al. (2012) realizou experimentos com gás natural, hidrogênio, diesel e biodiesel num motor do ciclo diesel operando no modo duplo combustível. Nos experimentos, a contribuição energética para a combustão do líquido injetado (chama piloto) ficou entre 30 e 35%, sendo o restante fornecido pela queima do gás (65 a 70%).

Liu et al. (2013) realizaram experimento em motor do ciclo diesel operando com gás natural veicular. Nos experimentos foram empregados diversos nível de injeção de diesel como chama piloto. A Tabela 5.1 indica os diferentes níveis de contribuição energética do diesel nos regimes aplicados ao motor. Pode-se verificar que a contribuição energética do diesel, como chama piloto, variou de 3,7 a 43,2%, no envelope operacional do motor.

Neste trabalho, para evidenciar os possíveis danos ao motor quando se opera com elevados níveis de óleo vegetal puro como chama piloto de motor diesel operando no modo duplo combustível, usou-se como estratégia operar em limites superiores de substituição energética. De forma indireta, tentou-se avaliar o índice de penetração do jato, a partir de duas consequências, emissão de fumaça no escapamento do motor e possível depósito de carbono nas paredes do cilindro ou do pistão. Se o índice de penetração do jato for excessivo, é de se esperar que alguma quantidade de óleo vegetal colida com as paredes do pistão e do cilindro do motor.

Tabela 5.1: Níveis de contribuição energética da chama piloto, Liu et al., (2013).

	Gás	Diesel		
PCI (MJ/kg)	50,9	42,7		
RPM	CNG (kg/h)	piloto (kg/h)	Energia total (MJ)	% da energia da chama
1320	17,99	0,80	933,66	3,7%
	17,99	5,20	1121,54	19,8%
	17,99	16,00	1582,70	43,2%
1627	22,22	0,60	1136,62	2,3%
	22,22	4,70	1311,69	15,3%
	22,22	15,50	1772,85	37,3%
1933	25,55	1,90	1358,63	6,0%
	25,55	9,90	1700,23	24,9%
	25,55	18,30	2058,91	38,0%

Na estratégia de substituição de combustíveis, operou-se o motor com diesel puro, para se estabelecer os níveis originais de desempenho do mesmo, seguido de operação com mistura de 50% Diesel e 50% óleo de soja e, finalmente, aproximadamente 40% (termos energéticos) de óleo de soja e 60% (termos energéticos) de gás natural veicular, no modo duplo combustível (DC).

A Figura 5.5 apresenta as curvas de potência e rotação do motor operando com mistura de 50% Diesel e 50% óleo de soja. Neste ensaio, caracterizou-se o motor em três níveis de rotação, ajustados de forma sequencial, sem interromper o funcionamento do mesmo, 2000, 2500 e 300 rpm. Nestes níveis o dinamômetro aplica automaticamente carga para estabilizar o motor naquele regime predeterminado. O motor tem potência máxima da ordem de 98 cv. Apesar da grande oscilação de carga, verificou-se que era possível operar o motor com combustível alternativo (mistura diesel óleo de soja). A dificuldade em se estabilizar na potência máxima se deve ao fato do óleo de soja ter poder calorífico inferior ao do diesel e não ter ocorrido alteração no débito (regulagem da bomba injetora) possibilitando elevação da quantidade de combustível líquido injetado. Passada esta fase exploratória do motor, partiu-se para a operação do motor no modo duplo combustível, com óleo de soja e gás natural.

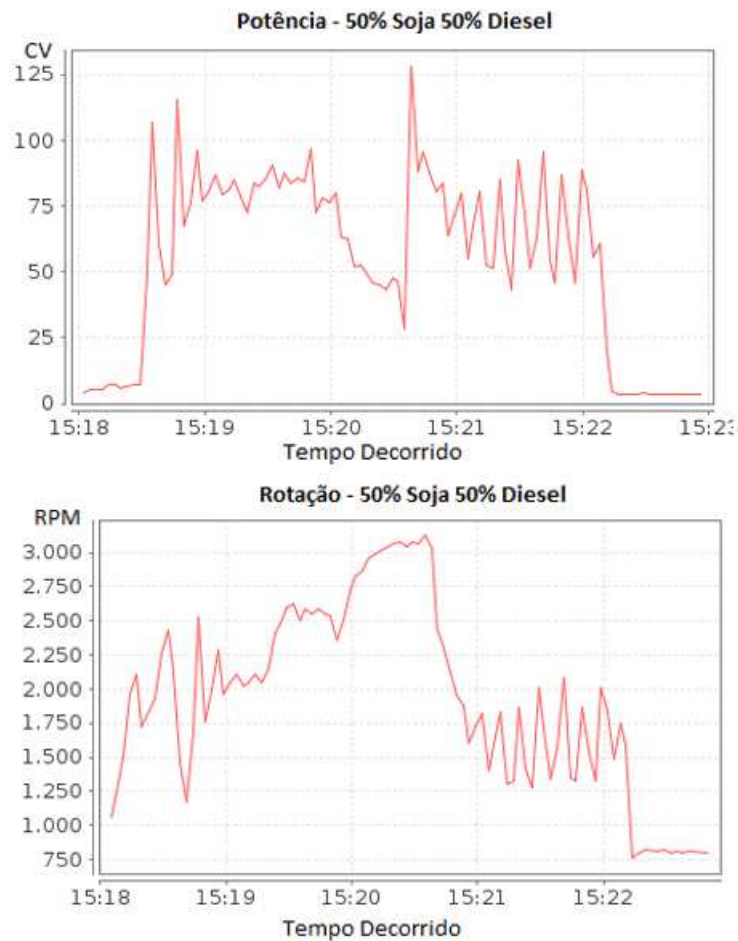


Figura 5.5: Resultados de potência e rotação em função do tempo de ensaio para mistura diesel e óleo de soja.

5.2.6 Testes no Modo Duplo Combustível

A Figura 5.6 apresenta os resultados de potência e rotação em função do tempo de ensaio na operação do motor no modo duplo combustível (óleo de soja e gás natural veicular). Como pode ser visto, foi possível estabilizar o motor nas rotações de 2000 e 2500 rpm. Em ambos regimes também foi possível recuperar a potência máxima do motor, isto é, 98 cv. Em regimes de rotação elevada o motor opera de forma instável, muito provavelmente devido ao fato do ponto de injeção não ter sido alterado, ocasionando flutuações de pressão devido ao fenômeno de “batida de pino”. Verifica-se um aumento excessivo da potência do motor, em função dos altos níveis de pressão na câmara de combustão. Neste regime (3000 rpm) é aconselhável alterar a

estequiometria da mistura, reduzir o nível de injeção de óleo vegetal, ajustar o ponto de injeção, ou combinação destas proposições.

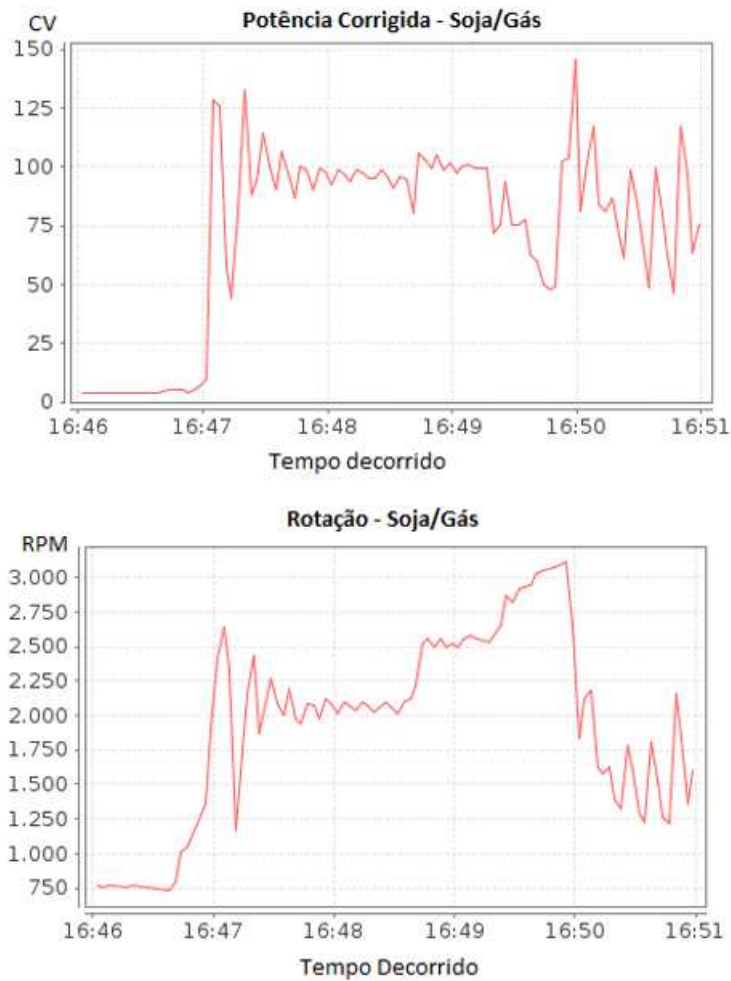


Figura 5.6: Resultados de potência e rotação em função do tempo de ensaio para gás natural e óleo de soja, operando no modo duplo combustível.

A Figura 5.7 apresenta as curvas nos dois modos de operação, diesel puro e duplo combustível no regime de 3000 rpm. Verifica-se um aumento excessivo da pressão na câmara de combustão. Este pico de pressão pode ser corrigido alterando-se mistura ar-GNV, o nível de injeção de óleo vegetal ou o ponto de ignição. É recomendável ajustar o nível de injeção de gás natural para adequar a queima no modo duplo combustível (DC). Cabe ressaltar, é possível operar o motor por alguns segundos em condições

mais extremas, mas tal situação deve ser evitada por períodos de tempo maiores, pois pode comprometer a integridade do mesmo.

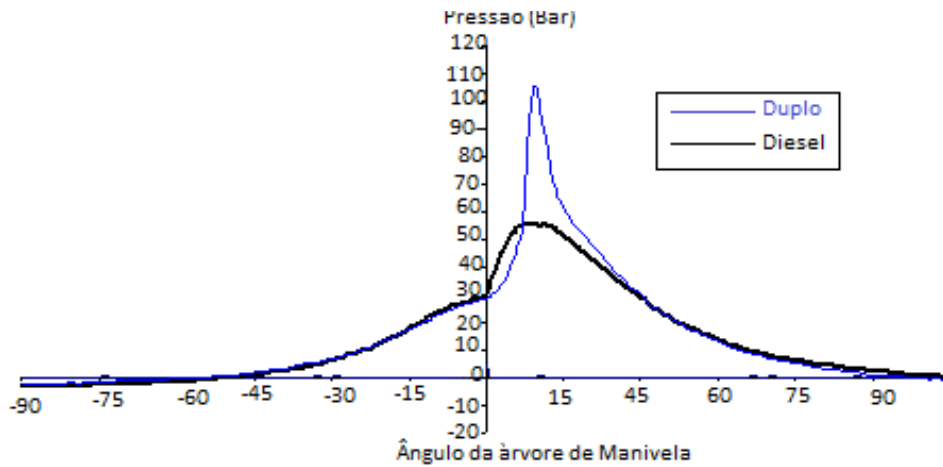


Figura 5.7: Gráfico da curva de pressão nos modos DC e Diesel.

Estudos semelhantes foram realizados por Basavarajappa et al. (2014) que empregaram óleo vegetal do tipo *Pongamia pinnata* como líquido combustível necessário como chama piloto e gás natural como combustível gasoso, operando um motor diesel no modo duplo combustível. A Figura 5.8 apresenta diferentes níveis de pressão, obtidos quando se variou a massa de GNV aplicada ao motor, tendo o óleo vegetal (*Pongamia pinnata*) como chama piloto com o motor operando a 80% da carga máxima (6,0 kW a 1500 rpm).

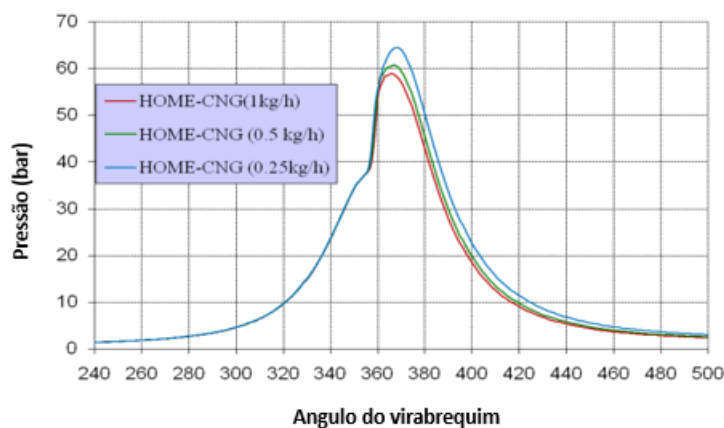


Figura 5.8: Curvas de pressão para diferentes cargas de gás natural (adaptado de Basavarajappa et al., 2014).

Os autores perceberam uma pequena diminuição no nível de pressão do motor quando a vazão de gás natural é aumentada de 0,25 para 1,0 kg/h. Esta queda de pressão (potência) no cilindro foi atribuída ao aumento no tempo de ignição (atraso na ignição) devido ao aumento da concentração de gás natural na mistura.

Com auxílio de uma válvula manual controlou-se a entrada de gás no regulador de pressão, mantendo-se o nível de injeção de óleo de soja (chama piloto). Assim, foi possível equiparar a curva de pressão do modo duplo combustível com a curva de pressão no modo Diesel puro, conforme ilustra a Fig. 5.9.

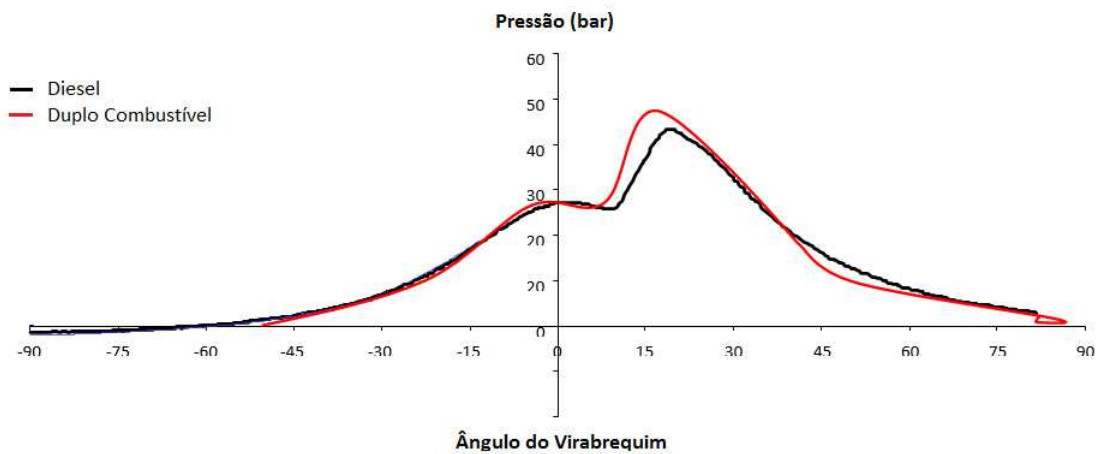


Figura 5.9: Curvas de pressão modo DC (ajustado) e Diesel.

A Figura 5.10 representa os gráficos do consumo horário de combustível nas operações do motor com óleo Diesel puro, óleo vegetal puro (soja) e modo duplo combustível (óleo de soja e gás natural), nas rotações de 1200 a 3000 rpm em plena carga.

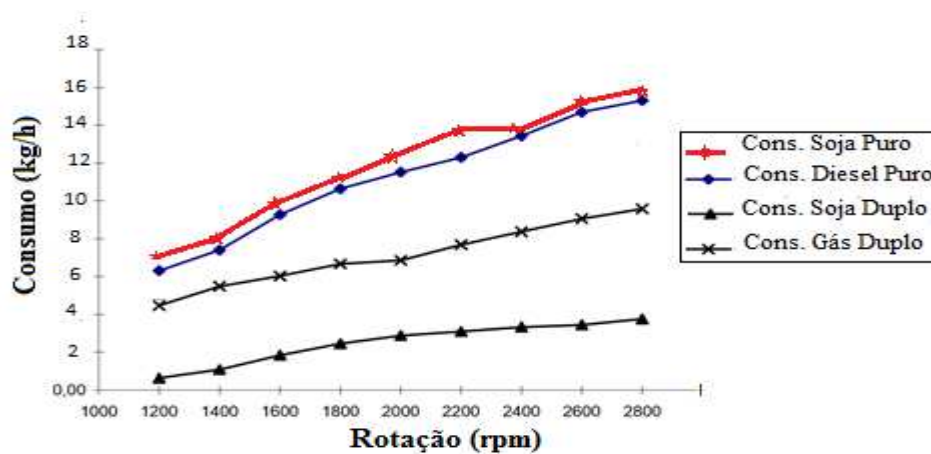


Figura 5.10: Consumo de combustível nos diferentes modos de operação.

Neste estudo não foram realizadas medidas de emissões, pois não era o foco central deste trabalho. Venkatesan (2011) testou um motor do ciclo diesel com óleo do gênero *Jatropha* e gás natural veicular, operando no modo duplo combustível. Os autores concluíram que as principais emissões (NOx, CO, hidrocarbonetos não queimados) tendem a aumentar quando se opera o motor com gás natural e óleo vegetal (modo duplo combustível) comparativamente ao diesel, no mesmo regime de carga e rotação. Apenas em alguns casos as emissões de material particulado são inferiores quando se opera no modo duplo combustível, comparado com os níveis emitidos pelo óleo diesel.

A Figura 5.11 apresenta o estado da câmara de combustão do motor (cabeça do pistão e cilindro) indicando que não houve alteração na câmara de combustão. Cabe ressaltar, contudo, que o tempo de operação foi modesto, nas condições estabelecidas para os ensaios. Esta técnica deve ser empregada em ensaios de longa duração, valendo-se das imagens já processadas como referencial de partida.

Conforme se avaliou nestes ensaios, é plenamente possível operar um motor do ciclo diesel no modo duplo combustível com gás natural veicular e óleo de soja. O combustível gasoso pode ser alterado exigindo-se, contudo, trabalho exploratório para definir as melhores condições de operação do motor. Estudo preliminar, de base teórica, pode ser conduzido empregando-se códigos numéricos. Neste caso, a definição de uma equação paramétrica que permite inferir o nível de penetração de óleo vegetal em injetores do tipo *common-rail* (objeto deste trabalho) possibilita estudar, teoricamente, qual estratégia a ser seguida na operação do motor no modo duplo combustível.



Imagens obtidas antes dos ensaios

Figura 5.11: Imagens preliminares da câmara de combustão obtidas por boroscopia.



Imagens obtidas após os ensaios

Figura 5.12: Imagens da câmara de combustão obtidas por boroscopia.

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações

6.1 Conclusões

A presente tese teve como objetivo principal caracterizar experimentalmente o spray de combustível líquido (óleo vegetal) para realizar a operação de motores do ciclo Diesel no modo duplo combustível. O Diesel e o óleo vegetal de soja foram utilizados como combustíveis líquidos e o gás natural veicular como combustível gasoso.

Para caracterizar o spray de óleo vegetal (soja) em diferentes condições de operação, estruturou-se uma bancada de testes, baseada em sistema de injeção modernos, tipo *common-rail*. A caracterização do spray se deu pelo tratamento das imagens obtidas do processo de injeção nas condições ambientes.

Com base nas imagens e resultados de estimativa do índice de penetrabilidade, foi estabelecido um conjunto de equações paramétricas do tipo semi-empíricas que permitem calcular tal parâmetro a partir daqueles que exercem influência no processo, tais como, pressão de injeção, diâmetro do orifício do injetor, massa específica do gás ambiente e tempo decorrido após a abertura da válvula do injetor.

Foi também possível operar, de forma satisfatório, um motor do ciclo diesel, com gás natural veicular e óleo de soja como chama piloto. A operação do motor no modo duplo combustível (óleo de soja e GNV), se deu, em termos de desempenho, similar aquela com combustível original (diesel)

6.2 Recomendações para trabalhos futuros

Como recomendação para trabalhos futuros, sugere-se, a partir das metodologias empregadas neste trabalho, a estruturação de um banco de dados de equações paramétricas, que caracterizam spray em sistema *common-rail*, de óleos vegetais amazônicos. De grande importância, sugere-se a aquisição de câmeras de filmar de altíssima velocidade para melhor avaliar a morfologia de spray de óleos vegetais, bem como de instrumentação que permita inferir outros parâmetros relevantes, como ângulo do spray e o SMD do spray.

Referências Bibliográficas

Abraham. P. R. “**Projeto de bico injetor Bi Combustível para Câmara de Combustão de Micro turbina a Gás Derivada de Turbo compressor Automotivo**” 2009 (Acesso 2012).

Andreussi, P.; Tognotti, L.; Michele, G. de; Graziadio, M.; “**Design and characterization of twin-fluid Y-Jet atomizers, Atomization and Sprays**”, (v. 2, pp. 45-59, 1992).

Andrade, C. S, 2010 **Energia Elétrica e as Populações Tradicionais do Estado do Amazonas**. Rio de Janeiro, Setembro de 2010

____ANEEL, 2014 **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**, disponível em:
http://www.aneel.gov.br/arquivos//livro_atlas.

____ANEEL, 2010 **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**, disponível em:
<http://www.aneel.gov.br/arquivos>.

____Arregle. J. (1999) **The Influence of Injection on diesel spray** – Industrial Sprays and Atomization. Disponível em: <https://books.google.com.br>.

Basavarajappa Y. H , **Performance, Combustion & Emission Characteristics of a Dual Fuel Engine Operated with Compressed Natural Gas (CNG) & Honge & Jatropa Biodiesels**, Universal Journal of Petroleum Science 2 (2014), 46-73 – em www.papersciences.com

Bower, G. R., and Foster, D. E. (1989). "**Investigation of the Characteristics of a High Pressure Injector.**" (In: SAE Technical Paper 892101).

____Becker. B.K, 2001 **Análise Espacial do Processo de Urbanização da Amazônia**, disponível:

http://www.dpi.inpe.br/geopro/modelagem/relatorio_urbanizacao_amazonia

Chang, C., Farrell, P. et al., "**Effect of Injector Nozzle Hole Size and Number on Spray Characteristics and the Performance of a Heavy Duty D.I. Diesel Engine,**" SAE Technical Paper 962002, 1996, doi:10.4271/962002.

Conceição. G. W. 2006 "**Viabilidade Técnica, Econômica e Ambiental da Inserção do Gás Natural Veicular em Frotas do Transporte Coletivo Urbano de Passageiros,** (IBP, 2006, Bonello, 2002).

____Couto. 2004 "**Universalização da Energia Elétrica**" 894.247. 428.194, Rio de Janeiro 2004 – (Acesso em 2014).

Dent. N. 1971 Journal of Energy Technologies and Policy disponível em www.iiste.org ISSN 2224-3232 (Paper) ISSN 2225-0573, Vol.3, No.4, 2013 "**Developments of a Spray tip Penetration Correlation for Gas Jet Theory Biocombustíveis líquidos**", (India).

Ding-Yuan, L. "**Study and the characteristic of the spray angle in pressure swirl spray atomisation, Applied Mathematics and Mechanics,** v. 8, n. 5, 1987"

Dorfner, V.; Domnick; Durst, F.; Kohler, R. (1995); **Viscosity and surface tension effects in pressure swirl atomization, Atomization and Sprays,** (Disponível em https://www.google.com.br/gfe_rd).

D. H. Bob-Manuel¹, Roy J. Crookes², Theodosios Korakianits³, and Ashand M. Mamasvayam, **Dual-Fuel Operation of Compression-ignition Engine Using Biodiesel fo Pilot Injection**, October 24-26,2012

Espasandin. R. L 2011 “**Estudo sobre a Utilização de Óleos de origem Vegetal em Motor Diesel não Modificado**” (Porto, Janeiro de 2011).

Eston. N.E and Wachockier R.B., 1986. Disponível em <http://www.abcm.org.br/anais> “**Dual-Fuel System Methane –Diesel for Urban Buses,**” (S17P03)

Faria. M. D 2010 “**Efeito do Biodiesel na Atomização do Combustível em Motores Diesel de Injeção Direta**”, disponível em <https://scholar.google.com.br/scholar>.

Ferraz. F. B. 2014 “**Análise de Desempenho de um Motor Diesel Turbo alimentado Ottolisado para Gás Natural**”, (João Pessoa – Paraíba, Julho de 2014).

Feitosa. 2008 “**Aproveitamento de Resíduos da Industria Madeireira Para Geração de Energia Elétrica**”, (Curitiba, 2011).

Frota, Ribeiro, Teixeira, Carvalho e Leite. 2012 “**Análise Econômica da Introdução de Gás Natural na Matriz Energética na Cidade de Manaus**”, disponível em <http://www.fucapi.br/tec/2014>.

____Fonseca. J. R 1981 “**Aproveitamento de Germoplasma para Geração de Energia Elétrica**”, disponível em <http://alice.cnptia.embrapa.br>.

____Foster. 1986 “**Development Policy and the Environment in Amazonia**”, disponível em <https://www.google.com.br>

Fajgenbaum. R “**Influence of fuel temperature on atomization parameters from an atomizer used in automotive fuel injector**”, (Faculdade de Engenharia Mecânica – FEM, Unicamp, São Paulo 2013)

Ferrari. N and Khan. A, 1992. **Emissions from heavy-duty diesel vehicles: Review and recent data.** Journal of the Air & Waste Management Association, v. 56, n. 10, p. 1404-1419, 2006.

____Fukumasu. N. K. 2013 disponível em <http://www.researchgate.net/publication>
“**Influence of Droplet Dispersion on Ethanol Pulsed Spray Flames in a Swirling Airflow.**”

Gadgil. K, 1994 “**Estudo da Viabilidade de Introdução de Óleos Vegetais na Geração de Energia Elétrica nos Sistemas Isolados**”, (An. 3. Enc. Energ. Meio Rural 2003).

____G. Manolis, 2009 **Investigation of non-spherical droplets in high-pressure fuel sprays.** City University London. Disponível em:
<http://about.brighton.ac.uk/shrl/projects/non-spherical-droplets>

Gurgel. C. A 2009 “**A Geração de Energia Elétrica em Comunidades Isoladas na Amazônia a partir de Biomassa Sustentável**”, (Brasília, 2009)

Guzzo. M, 2012 “**Metodologias para Análises e Caracterização dos Sprays de um Injetor de Injeção Direta de Gasolina.**”, (Minas Gerais, 2012).

Hay, N. and Jones, P., "**Comparison of the Various Correlations for Spray Penetration**," SAE Technical Paper 720776, 1972, doi: 10.4271/720776.

Hiroyasu, H., e Kadota, T., "**Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber**", Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 19 (135), pp. 1064-1072, 1976.

Hiroyasu, 1974 "**Largest Droplets Found on the Centraline of the spray**", (University of Brighton for the degree of Doctor of philosophy, 2006).

Huh K.Y, 1991 "**A Phenomenological Model of Diesel Spray Atomisation**," Proc. Int. Conf. on Multiphase Flows (ICMF '91), Tsukuba.

____IBGE. 2001 **Cadastro de Municípios localizados na Amazônia Legal**, disponível:
<http://www.ibge.gov.br/home/geociencias/geografia/amazonialegal.shtm>

Inamura, T.; Tamura, H.; Sakamoto, K 2003. "**Characteristics of liquid film and spray injected from swirl coaxial injector**", Journal of Propulsion and Power.

Yule, A.J. and. Salter D.G, 1994. **The structure and dimensions of the time dependent break-up zone of diesel sprays**, ICLASS-94, Rouen, France, July 1994, 236-243.

Jaaskelainen, H. and Khair, K. M (2010). "**Common Rail Fuel Injection. "In: Site Diesel Net Technology**", disponível em <https://www.dieselnets.com/tech/diesel>.

Jie Liu^a, Fuyuan Yang^{a*}, Hewu Wang^a Minggao Ouyang^a, Shougang Hao^b, **Effects of Pilot Fuel Quantity on the Emissions Characteristics of a CNG/Diesel Dual Fuel Engine with Optimized Pilot Injection Timing** – Em www.elsevier.com/locate/apenergy.

J. Senda, N. Okui, T. Suzuki, and H. Fujimoto, **Flame Structure and Combustion Characteristics in Diesel Combustion Fueled with Bio-Diesel**, SAE Technical Paper 2004-01-008.

____Jornal Ambiente Brasil, 2015 **Dicionário Socioambiental Brasileiro**, disponível: <http://www.ambientebrasil.com.br>.

Kashdan, J. T.; Shrimpon, J. S.; Whybrew. A (2007). **A digital image analysis technique for quantitative characterisation of high-speed sprays**, Optics and Lasers in Engineering

Khavkin, Y. I. 2004. **Theory and practice swirl atomizers**, Taylor & Francis, New York, 2004

Kumar. G, “**Spray Behavior Comparison in Diesel Engine with Biodiesel as Fuel**”, (Journal of Energy Technologies and Policy www.iiste.org ISSN 2224-3232)

Lefebvre, A. H. “**Atomization and Sprays, Hemisphere**”, New York, 1989.

López, J., G.; Salvá, M. J.J. “**Preliminary test on combustion of wood derived fast pyrolysis oils in a gas turbine combustor, Biomass and Bioenergy**”, v. 19, p. 119 – 128, 2000.

- Morgan, R, “**The Influence of Injector Parameters on the Formation and Break-up of a Diesel Spray**”, (University of Brighton, 2001).
- M. Venkatesan, **Performance and Emission Characteristics of Jatropha Biodiesel in Dual Fuel mode with CNG in a Single Cylinder four Stroke Diesel Engine**, ISSN – 0976-4259.
- Naber, J. and Siebers, D., "Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays," SAE Technical Paper 960034, 1996, doi: 10.4271/960034.
- Obert, E.F. **Motores de combustão interna**. Porto Alegre: Globo, 1971. 618 p
- Özaktas. 1997 “**Fornecimento de Energia Elétrica para Comunidades Isoladas**”, disponível em https://www.google.com.br/gfe_rd.
- Payri. R, 2005 “**Determination of Diesel Sprays Characteristics in Real Engine in-Cylinder air Density and Pressure Conditions**”, (Journal of Mechanical Science and Technology. November 2005).
- Payri. R, 2012 “**Effect of Gas Properties on Diesel Spray Penetration and Spreading Angle for the ECN Injectors**” Iclass 2012.
- Pimentel. V. S. 2002 “**Análise e Diagnose de Diesel-Geradores Operando com Óleo de Dendê In Natura**”, (Cidade Universitária/Rio de Janeiro, 2002).

Pinho, J. T, 2008 “**Soluções Energéticas para a Amazônia**”, disponível em <https://www.mme.gov.br/luzparatodos>.

____Pinto. A. W, 2014 “**Desenvolvimento de uma Bancada para Medição de Sprays**” disponível em: https://www.google.com.br/?gws_rd=ssl#q=pinto+2014+bancada+de+spray

____Portal Amazônia, 2001, **Amazônia Legal e Região Norte**, disponível em: <http://www.portalamazonia.com.br/editoria/atualidades/amazonia-amazonia-legal-e-regiao-norte-saiba-a-diferenca>

Q. Li, F. Backes, G. Wachtmeister, **Application of canola oil operation in a diesel engine with common rail system**, *Fuel* 159 (2015) 141–149.

Ramos. D. M. 2009. ” **Influência do Biodiesel na Injeção de um Motor Diesel.**” (Mossoró - RN 2015)

Raine, R.R..., (1990), “**A performance Model of the Dual Fuel**” (Diesel/Natural Gas).

Reid, G, 1986” **Motor Learning and Development**”, (hardback book, 424 page – ISBN – 13:9780736073745).

Reis, A. V. (2004); **Desempenho de motores do ciclo diesel operando com etanol hidratado no modo duplo combustível**. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, 80p.

Rodrigues, A. C; Rodrigues, P. A.; Vianna, J. N. S.; Gurgel Veras, C. A. **Small Scale Electricity Generation from Simultaneous Burning of Straight Vegetable Oil and Syngas in Compression Ignition Engines. In: 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems**, (2009, Foz do Iguaçu, ECOS 2009, 2009).

Schlosser. J.F, 2004 “**Comportamento de um motor de ignição por compressão trabalhando com óleo Diesel e gás natural**”, (Jaboticabal, v.24, n.3, p.736-744, 2004).

Schihl. P. (1996) **Analysis of Current Spray Penetration Models and Proposal of a Phenomenological Cone Penetration Model**, SAE International, SAE paper 960773.

Sharma. E, 1986 “**Aproveitamento de Gás Metano em Motor Duplo Combustível**”, www.abcm.org.br/anais/encit/2000/arquivos.

Silva, A. R “**Modelagem e Simulação do Mecanismo Biela Manivela e Análise Estrutural de Biela Automotiva – Guaratinguetá - 2013**

Silva, G. V, 2013 “**Caracterização Experimental do Efeito Combinado de Aditivos no Desempenho de Misturas Biodiesel-Óleo Diesel**”, (Brasília, 2011)

Sivakumar, D.; Raghunandan, B. N. “**Jet interaction in liquid-liquid coaxial injector, Journal of Fluid Engineering**”, v. 118, p. 329 – 334, 1996.

Sowa, W. A 1992. “**Interpreting mean drop diameters using distribution moments, Atomization and Sprays**”, (UCI Combustion Laboratory, Irvine, Califórnia 92717).

Souza. E. J 2009 “**Concepções e Desenvolvimento de Correlações Experimentais para Simulação, Controle e Otimização de Sprays Gerados em Atomizadores mecânicos Centrífugos**”, (Curitiba – PR, 2009).

Spillmann, J.; Anderson R 1982. “**A disc-windmill atomizer for the aerial applications of pesticides, Proceedings of the international conference on liquid atomization and sprays**”, pp. 169-172, Madison, Wis.

Young. S, **Spray Characteristics in CI Engines Fuelled with Vegetable Oils and Its Derivatives**, ILASS – Europe 2010, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and SpraySystem.

Tabata, M, “**Mean Drop Diameter of a Diesel Spray in a Vaporizing Process**”, Japan Society of Mechanical Engineers International Journal, 34 (3), pp. 369-378, 1991.

Ulugbek Azimov, Eiji Tomita and Nobuyuki Kawahara (2013). **Combustion and Exhaust Emission Characteristics of Diesel Micro-Pilot Ignited Dual-Fuel Engine, Diesel Engine - Combustion, Emissions and Condition Monitoring**, Dr. Saiful Bari (Ed.), ISBN: 978-953-51-1120-7, InTech, DOI: 10.5772/54613. Available from: <http://www.intechopen.com/books/diesel-engine-combustion-emissions-and-condition-monitoring/combustion-and-exhaust-emission-characteristics-of-diesel-micro-pilot-ignited-dual-fuel-engine>.

Vasquez. R. A. (2011). “**Desenvolvimento de um injetor centrifugo dual para biocombustíveis líquidos**”, (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais,2011).

Venson. G. G. 2010 “**Determinação do Perfil de Velocidade e do Tamanho médio de Gotas de um Injetor de Combustível Plano Assistido por Ar**”, (São José dos Campos, SP, Brasil. 12228-900).

Wakuri, Y.; Fujji, M.; Amitani, T.; Tsuneya, R. Bull. J.S.M.E.” **Gas Density and Rail Pressure Effects on Diesel Spray**” 1960, 3, 123–130.

Wang, N. N.; Zhang, H. J.; YU, X. H 1992. “**A versatile Fraunhofer diffraction and Mie scattering based laser particle sizer, Advanced Powder Technology**”, (São José dos Campos, 25 de fevereiro de 2014).

Apêndice

Diversas maneiras de produção de gás metano estão exemplificadas no apêndice “A” da literatura;

As metodologias de geração de energia elétricas estão recomendadas no apêndice “B”

As características dos óleos vegetais são exemplificadas no apêndice “C”;

As principais características dos atomizadores são citadas no apêndice “D”;

As análises metrológicas das medições do spray estão citadas no apêndice “E”.

Apêndice A

A.1. Biomassa

Do ponto de vista da geração de energia, o termo biomassa abrange os derivados recentes de organismos vivos utilizados como combustíveis ou para a sua produção. Do ponto de vista da ecologia, biomassa é a quantidade total de matéria viva existente num ecossistema ou numa população ou vegetal. Os dois conceitos estão, portanto, interligados, embora sejam diferentes.

A biomassa é utilizada na produção de energia a partir de processos como a combustão de material orgânica produzida e acumulada em um ecossistema, porém nem toda a produção primária passa a incrementar a biomassa vegetal do ecossistema. Parte dessa energia acumulada é empregada pelo ecossistema para sua própria manutenção. Suas vantagens são o baixo custo, é renovável, permite o reaproveitamento de resíduos e é menos poluente que outras formas de energias como aquela obtida a partir de combustíveis fósseis.

A queima de biomassa provoca a liberação de dióxido de carbono na atmosfera, mas como este composto é previamente absorvido pelas plantas que dão origem ao combustível, o balanço de emissões de CO₂ é nulo.

Biogás é uma mistura gasosa composta principalmente de gás metano (CH₄) e é obtido pela digestão anaeróbia (em ausência de oxigênio) de matéria orgânica, onde

microrganismos atuam em um ecossistema balanceado com limites de temperatura, pH, nutrientes e teor de umidade. A produção de biogás pode ocorrer de forma natural, como nos aterros sanitários ou com a implantação de uma usina de biogás.

O metano é um gás incolor, sua molécula é tetraédrica e apolar (CH_4), de pouca solubilidade na água e, quando adicionado ao ar se transforma em mistura de alto teor inflamável. É o mais simples dos hidrocarbonetos.

O dióxido de carbono (também conhecido como anidrido carbônico ou anidrido carbônico) ou gás carbônico composto químico constituído por dois átomos de oxigênio e um átomo de carbono. A representação química é CO_2 . Estruturalmente o dióxido de carbono é constituído por moléculas de geometria linear e de caráter apolar.

O CO_2 seria um dos principais responsáveis pelo efeito estufa. A concentração desse gás na atmosfera aumentou nos últimos 100 anos de aproximadamente 260 ppm para 380 ppm, devido principalmente ao uso indiscriminado dos combustíveis fósseis (Climate Change 2001, 2006).

A.2. Gaseificação

A gaseificação consiste na queima de um combustível em condições controladas, abaixo das condições estequiométricas. Esse processo caracteriza-se pela geração de um gás de baixo poder calorífico da ordem de 5 MJ/Nm^3 e constituído por nove principais elementos que são o CO_2 , CO , H_2 , CH_4 , H_2O , N_2 , C_xH_y , alcatrão e particulados. O gás gerado pode, a partir de um processo de reforma, ser utilizado na produção de combustível como o metanol e o hidrogênio.

A pirólise é um processo semelhante à gaseificação, no entanto, se processa em temperaturas mais baixas, em torno de $500 \text{ }^\circ\text{C}$, seu objetivo está voltado, ao contrário da gaseificação que se concentra na obtenção de um gás, para a produção de um óleo denominado de óleo pirolítico, o qual pode ser utilizado como combustível ou como base para produção de biodiesel, tendo ainda, aplicação na indústria de cosméticos. A figura-3 representa um gaseificador contracorrente.

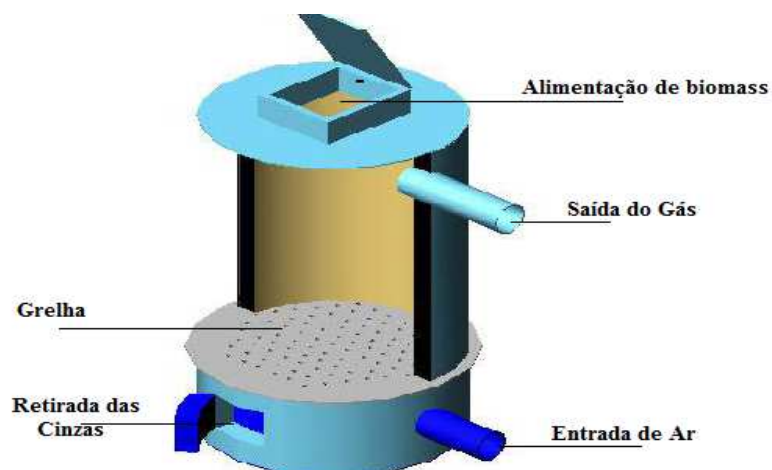


Figura A.1: Esquema de um Gaseificador

Nesse gaseificador o fluxo de gás é contrário à alimentação de biomassa, a qual é feita pela parte superior do equipamento. Possui alta eficiência térmica, devido aos gases, provenientes da região de combustão, pré-aquecerem o combustível que será utilizado. Porém produz um gás extremamente impuro, pois o alcatrão produzido na zona de pirólise não será craqueado na zona de combustão, já que o mesmo será arrastado pelo gás produzido.

O projeto da grelha desse tipo de equipamento é um ponto chave do projeto, pois a mesma deverá suportar altas temperaturas, já que suporta diretamente a zona de combustão. Seu processo de funcionamento é como mostra o esquema seguinte.

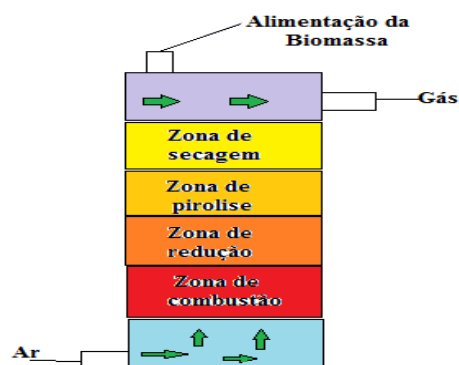


Figura A.2: Processo de funcionamento do gaseificador.

A.2.1. Gaseificador de leito fluidizado.

O gaseificador em leito fluidizado é caracterizado por um excelente contato entre sólido e gás, promovendo uma circulação vigorosa das partículas envolvidas no

processo. Nesse tipo de reator é possível obter um melhor contato entre sólido e gás favorecendo as reações que envolvem o processo, possibilitando ainda, uma uniformidade da temperatura do leito.

Neste tipo de equipamento utiliza-se um elemento como a areia para servir de leito, o qual será aquecido e mantido em suspensão por um fluido, que pode ser o ar. A biomassa é introduzida no leito sendo queimada assim que entra em contato com as partículas que o constitui.

Os gaseificadores de leito fluidizado podem ser do tipo borbulhante ou circulante. Nos gaseificadores borbulhantes as partículas arrastadas pelo processo não são enviadas de volta para o leito e trabalha com velocidades menores que a de arraste pneumático. A alimentação de biomassa é feita diretamente na zona do leito.

Nos gaseificadores de leito fluidizado circulante as partículas arrastadas pelo processo são enviadas de volta para o leito. Opera próximo ao regime de arraste pneumático e possui uma maior conversão de carbono, pelo maior tempo de residência das partículas.

O desempenho desse tipo de equipamento depende das características da biomassa que é utilizada, do agente oxidante, bem como, dos parâmetros de operação do reator, como: temperatura do leito, velocidade superficial, pressão do reator e carga de biomassa.

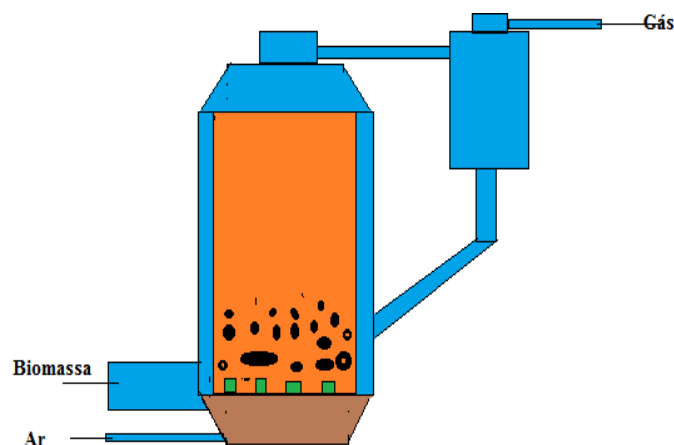


Figura A.3: Esquema de um gaseificador leito fluidizado circulante.

A biodigestão ou fermentação anaeróbia é definida como a degradação de um material orgânico na ausência de ar. Esse processo permite a geração de um gás rico em metano (CH₄). O processo de biodigestão pode ser utilizado para o tratamento de resíduos orgânicos industriais, agrícolas ou domésticos, onde o resíduo do processo pode servir como adubo e fertilizante.

Um energético obtido da biomassa é o gás de aterro sanitário, que é produzido a partir da digestão anaeróbia e aeróbia. É constituído, geralmente, de 65 % de metano (CH₄), 35 % de dióxido de carbono (CO₂) e traços de vapor e outros gases (Scott, 1995).

A.2.2. Gases de aterros sanitários e estações de tratamento de esgotos

"São os restos das atividades humanas, considerados pelos geradores como inúteis, indesejáveis ou descartáveis. Normalmente, apresentam-se sob estado sólido, semi-sólido ou semilíquido (com conteúdo líquido insuficiente para que este possa fluir livremente)"

"Resíduos nos estados sólido ou semissólido, que resultam das atividades da comunidade de origem: industrial, doméstica, hospitalar, comercial, agrícola, de serviços e de varrição. Ficam incluídos nesta definição os lodos provenientes de estações de sistemas de tratamento de água, aqueles gerados em equipamentos e instalações de controle de poluição, bem como determinados líquidos cujas particularidades tornem inviável o seu lançamento na rede pública de esgotos ou corpos d'água, ou exigem, para isso, soluções técnica e economicamente inviável em face de melhor tecnologia disponível"

"Os serviços de limpeza (que incluem também os serviços de tratamento do lixo e os de disposição final) em geral absorvem entre 7% e 15 % dos recursos de um orçamento municipal, dos quais 50% são destinados à coleta e ao transporte do lixo"

Processo de urbanização: a migração do campo para as cidades ocasiona a concentração populacional em centros urbanos, contribuindo para o agravamento dos problemas com resíduos devido ao aumento da produção de resíduos e a falta de locais adequados para sua disposição.

Industrialização: os processos industriais geram produtos em velocidade cada vez maior, contribuindo para o aumento da produção de resíduos, seja durante o processo de fabricação, seja pelo estímulo ao consumo.

Segundo Heitzmann Jr. (1999), "a grande maioria das cidades e dos municípios brasileiros possui uma coleta regular de lixo doméstico, mas não necessariamente uma correta disposição final de seus resíduos".

Ainda segundo o autor citado, somente 18% de todos os municípios realizam técnicas de manejo do lixo, pela incineração, reciclagem e deposição segura em aterros sanitários. Os outros 82 % depositam seus resíduos em locais irregulares, denominados de lixões.

Segundo o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 1991) apud IPT (1995), os resíduos sólidos são depositados em 76% dos municípios brasileiros a céu aberto. Esse é mais um dado relevante do descaso com os resíduos no Brasil no início da década de 90.

Os principais componentes do gás de aterro sanitário são o metano (CH₄) e o dióxido de carbono (CO₂), ambos os gases de efeito estufa (GEE) previstos pelo Protocolo de Quioto. A queima do gás de aterro sanitário para gerar energia envolve a destruição do metano, levando assim à redução de emissões de GEE. O gás coletado será usado para gerar energia no local da operação e adjacências.

A.2.3. Sistema de drenagem de gases

O sistema de drenagem de gases previsto no projeto será ativo, isto é, com a utilização de exaustão forçada, ao longo de seu período de operação efetiva. Na extremidade dos diversos drenos verticais ("chaminés de exaustão de gases"), um sistema de exaustão forçada associada a um conjunto de compressores especiais de biogás, de modo a incrementar a eficácia do funcionamento desse sistema de drenagem e tratamento de efluentes gasosos durante a fase de atividade biológica do tratamento sanitário.

O sistema de drenagem de gases será composto por um conjunto difuso de drenos verticais apropriados, que serão construídos desde diversos pontos de cada plataforma

da base, conforme definido no projeto executivo, até a superfície final acabada do aterro sanitário na prumada correspondente, caso a caso.

Os drenos verticais de gases deverão ser interligados, em sua base, com a rede de compressores de alta pressão para engarrafamento.

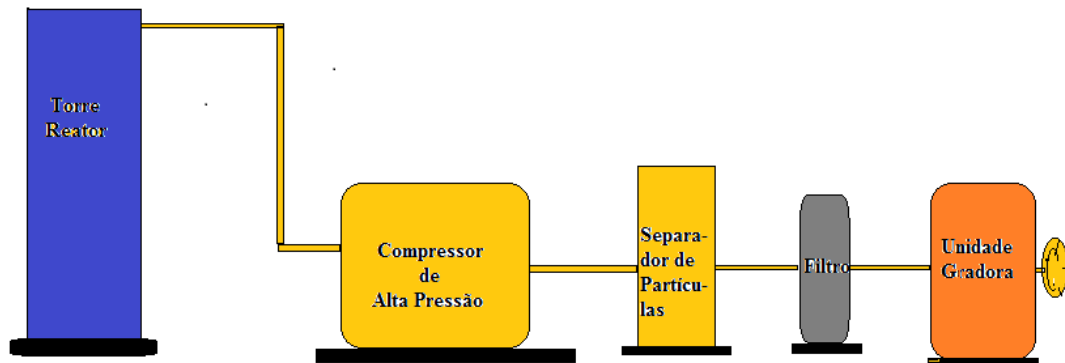


Figura A.4: Sistema de Coleta de Gases

A.2.4. Fundamentos do Reator

- Biomassa cresce dispersa – formação de grânulos de bactérias que servem como meio suporte
- Concentração de biomassa elevada – manta de lodo
- Formação de CH₄ (metano) e CO₂
- Biogás – metano - queima ou reaproveitamento
- Baixa produção de lodo – já estabilizados – leitos de secagem
- Não há necessidade de decantação primária

O reator em sua coluna ascendente consiste de um leito de lodo, sludge bed, uma zona de sedimentação, sludge blanket, e o separador de fase, gas-solid separator este separador de fases, um dispositivo característico do reator tem a finalidade de dividir a zona de digestão (parte inferior), onde se encontra a manta de lodo responsável pela digestão anaeróbia, e a zona de sedimentação (parte superior). A água residuária, que segue uma trajetória ascendente dentro do reator, desde a sua parte mais baixa,

atravessa a zona de digestão escoando a seguir pelas passagens do separador de fases e alcançando a zona de sedimentação.

A água residuária após entrar e ser distribuída pelo fundo do reator flui pela zona de digestão, onde se encontra o leito de lodo, ocorrendo à mistura do material orgânico nela presente com o lodo. Os sólidos orgânicos suspensos são quebrados, biodegradados e digeridos através de uma transformação anaeróbia, resultando na produção de biogás e no crescimento da biomassa bacteriana. O biogás segue em trajetória ascendente com o líquido, após este ultrapassar a camada de lodo, em direção ao separador de fases.

No separador de fases, a área disponível para o escoamento ascendente do líquido deve ser de tal forma que o líquido, ao se aproximar da superfície líquida livre, tenha sua velocidade progressivamente reduzida, de modo a ser superada pela velocidade de sedimentação das partículas, oriundas dos flocos de lodo arrastados pelas condições hidráulicas ou flotados. Isto possibilita que este material sólido que passa pelas aberturas no separador de fases, alcançando a zona superior do reator, possa se sedimentar sobre a superfície inclinada do separador de fases. Naturalmente que esta condição dependerá das condições hidráulicas do escoamento. Desse modo, o acúmulo sucessivo de sólidos implicará conseqüentemente, no aumento contínuo do peso desse material que, em um dado momento, tornar-se-á maior que a força de atrito e, então, deslizarão, voltando para a zona de digestão, na parte inferior do reator. Assim, a presença de uma zona de sedimentação acima do separador de fases resulta na retenção do lodo, permitindo a presença de uma grande massa na zona de digestão, enquanto se descarrega um efluente substancialmente livre de sólidos sedimentáveis

Na parte interna do separador de fases fica a câmara de acumulação do biogás que se forma na zona de digestão. O projeto do reator garante os dois pré-requisitos para digestão anaeróbia eficiente: a) através do escoamento ascensional do afluente passando pela camada de lodo, assegura-se um contato intenso entre o material orgânico e o lodo b) o decantador interno garante a retenção de uma grande massa de lodo no reator. Com o fluxo ascendente a estabilização da matéria orgânica ocorre na zona da manta de lodo, não havendo necessidade de dispositivos de mistura, pois esta é promovida pelo fluxo ascensional e pelas bolhas de gás.

Apêndice B

B.1. Geração de Energia

As tecnologias de geração distribuída como microturbinas, motores de combustão interna, motor Stirling e célula combustível, são pequenas modulares e podem ser alocadas próximo ao consumidor onde a energia será consumida. Diferente das tecnologias centralizadas, como as grandes plantas de geração de energia, elas permitem a oportunidade para o controle local da geração de potência, um uso mais eficiente do calor residual e a redução das emissões de poluentes atmosféricos (Andrade, 2007).

A recuperação do calor residual das tecnologias de geração distribuída é referenciada por vários autores como CHP (“Combined heat and Power”), CHPB (“Cooling, Heating and Power for Buildings”), CCHP (“Combined Cooling, Heating and Power”), BCHP (“Buildings Cooling Heat and Power”) ou ainda como IES (“Integrated Energy Systems”) ou simplesmente cogeração. A ASHRAE (1996) (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineer) define cogeração como a geração seqüencial de eletricidade e potência térmica usando uma única fonte energética. De acordo com Moné (2001) a cogeração pode ser do tipo “bottoming” ou “topping”. No ciclo “bottoming” a energia primeiro é usada para atender a demanda térmica de um processo que demande altas temperaturas, o calor rejeitado é então, posteriormente, utilizado para produção de eletricidade. Por outro lado, o ciclo “topping” converte a energia contida no combustível primeiramente em energia elétrica.

B.2. Geradores Elétricos

Os geradores elétricos são máquinas que transformam a energia mecânica, aplicada em seu eixo, em energia elétrica, entregue à carga através de seus terminais.

Para que exista a geração de eletricidade, deve-se ter uma máquina primária acoplada ao eixo do gerador, que pode ser uma roda d’água, uma turbina eólica, a vapor, hidráulica, ou um motor a óleo vegetal, gasolina, álcool etc. Ao girar o eixo do gerador surgem tensões em seus terminais que podem alimentar pequenas cargas, como residências, ou grandes cargas, como cidades.



Figura A.5: Máquina Primária – Gerador – Carga

Quando as máquinas elétricas geram tensão contínua, elas são denominadas de dínamos; caso gerem tensão alternada, são chamadas de alternadores.

O princípio de funcionamento do alternador baseia-se nos fenômenos de indução eletromagnética a que está sujeito um condutor ou uma espira quando submetido a uma variação de fluxo magnético.

A variação de fluxo pode ser produzida girando-se a espira no campo magnético uniforme fixo ou girando-se o campo magnético uniforme na espira fixa. Estas duas maneiras de provocar a variação do fluxo caracterizam os dois tipos fundamentais de alternadores, isto é, de espira fixa – campo girante, e o de espira girante – campo fixo.

Seja qual for a maneira de produzir a variação do fluxo, no que diz respeito aos fenômenos da indução eletromagnética, os resultados são os mesmos.

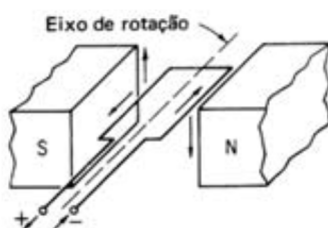


Figura A.6: Campo Magnético uniforme

Os geradores de corrente alternada podem ser classificados como síncronos e assíncronos. As máquinas síncronas operam com uma velocidade de rotação constante, em sincronismo com a frequência da rede de energia elétrica, enquanto que as máquinas assíncronas operam com a velocidade do rotor diferente da velocidade do campo girante do estator.

B.3. Partes do Gerador

Estator e rotor: Construtivamente, os geradores síncronos mais comumente empregados em geração termelétrica são constituídos por dois componentes bem definidos: um girante, acoplado mecanicamente ao eixo da máquina primária, denominado de rotor, e o outro fixo, mais externo, montado na carcaça do gerador, que é denominado de estator, ou armadura.

O rotor tem a função de produzir, através dos enrolamentos, um campo magnético constante para gerar tensões induzidas nos enrolamentos do estator. Na parte estatórica circula toda a corrente gerada, sendo que tanto a tensão quanto a corrente elétrica que circulam são bastante elevadas em relação ao campo magnético.

Pólos: São bobinas enroladas em um núcleo de ferro, colocadas no eixo do gerador, que são responsáveis pela recepção da corrente proveniente da excitação e que criam o campo magnético que induz tensão nas bobinas do estator.

Excitatriz: Equipamento responsável pelo envio de corrente contínua ao campo (pólos) do gerador.

Mancais (rolamentos): Equipamentos colocados entre a tampa e o eixo do gerador, a fim de possibilitar a livre rotação no interior do estator.

Aletas de ventilação: São aberturas para a passagem de ar com pequenas pás, com o objetivo de refrigerar o gerador durante a sua operação.

Basetas de terminais: local onde são conectados os cabos de saída do gerador para o quadro de comando.

Anéis coletores: Elementos circulares colocados na ponta traseira do gerador, onde se encontram as escovas, e fazem a conexão da excitatriz ao campo do gerador.

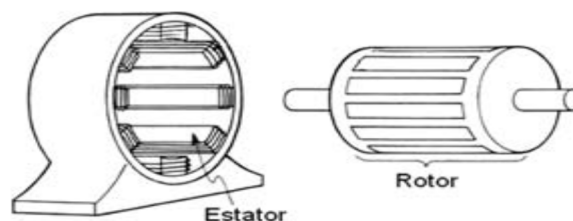


Figura A.7: Rotor e estator de um Gerador

B.4. Frequência do Gerador

A frequência do gerador é determinada pela frequência de rotação e a quantidade de pólos existentes na máquina e pode ser calculada pela seguinte equação:

$$F = \frac{pn}{60}$$

Onde F é a frequência da tensão gerada (Hz), p é o número de pares de pólos do rotor e n é a velocidade de rotação do rotor (RPM).

B.5. Potência do Gerador

A potência nominal dos geradores geralmente é fornecida na placa dos equipamentos, em kVA, denominada de potência aparente. A potência ativa, não pode ser dada, pois o fator de potência não depende do gerador, mas sim da natureza da carga, que pode ser predominantemente resistiva, indutiva ou capacitiva. Pode-se determinar a potência trifásica aparente através da equação a seguir.

$$P_{aparente} = \sqrt{3}UI$$

Onde $P_{aparente}$ é a potencia fornecida pelo gerador (KVA), U é a tensão nos terminais da máquina e I é a corrente que circula pelo estator do gerador.

B.6. Rendimento Gerador

O rendimento do gerador elétrico é obtido através da relação entre a potência elétrica fornecida para as cargas e a potência mecânica absorvida do motor que o aciona.

$$\eta = \frac{P_{eletrica}}{P_{mecânica}}$$

Onde η é o rendimento do gerador, $P_{eletrica}$ é a potência elétrica fornecida e $P_{mecânica}$ é a potência mecânica absorvida.

Apêndice C

C.1. Óleos Vegetais

Um combustível é qualquer substância que reage com o oxigênio de modo a produzir calor, chamas e gases. Ele pode ser chamado de renovável ou de não renovável. O combustível renovável é aquele que o meio ambiente é capaz de produzir a sua matéria-prima. Ao contrário do não renovável que é de origem fóssil, necessita de condições especiais para ser formado e que devido às condições de estabilidade geológica do planeta não será mais formado. Os óleos vegetais apresentam-se como possíveis substitutos do óleo diesel em motores de ciclo Diesel. A sua utilização, em propriedades rurais, por exemplo, já acontece devido à familiaridade do agricultor na extração e processamento desses óleos (MACHADO, 2008).

Os óleos vegetais são comumente referenciados como triglicerídeo (Ma; Hanna, 1999), resultante da união de uma molécula de glicerol (glicerina) com ácidos graxos de cadeia linear. Segundo Feltre (2000) os óleos vegetais pertencem à classe dos lipídios e são produtos da mistura de ésteres da glicerina com ácidos carboxílicos de cadeias longas chamados de ácidos graxos. São insolúveis em água e solúveis nos solventes orgânicos. Ao contrário das gorduras, que também pertencem à classe dos lipídios, os óleos vegetais são líquidos à temperatura ambiente. Fazendo a esterificação dos três grupos OH (hidroxila) da glicerina obtemos como produto final o triglicerídeo, ou triglicéride.

Os glicerídeos são, portanto ésteres da glicerina com ácidos graxos. Os ácidos graxos são os principais componentes dos óleos vegetais e sua constituição define muita das características inerentes a cada um desses óleos vegetais. Feltre (2000) os define como “ácidos mono carboxílicos, de cadeia normal, saturados ou insaturados e contendo número par de átomos de carbono”.

A insaturação dos ácidos graxos é definida pelo número de ligações duplas ou triplas existentes entre os átomos de carbono, sendo definidos como saturados quando só se observam simples ligações, monoinsaturados quando possuem apenas uma ligação dupla ou tripla e poliinsaturada quando possuem duas ou mais ligações duplas ou

tripas. A medida da insaturação associada ao óleo vegetal é medida pelo seu índice de iodo; quanto maior este índice, maior será a insaturação.

Propriedades complementares atribuídas ao biocombustível em comparação ao óleo diesel comercial (Ramos, 2004):

Características químicas apropriadas: Livre de enxofre e compostos aromáticos, alto número de cetanos, ponto de combustão apropriado, excelente lubricidade, não tóxico e biodegradável.

Menos poluente: Reduz sensivelmente as emissões de partículas de carbono (fumaça), monóxido de carbono, óxidos sulfúricos e hidrocarbonetos policíclicos aromáticos.

Economicamente competitivo: Complementa todas as novas tecnologias do diesel com desempenho similar e sem a exigência da instalação de uma infraestrutura ou política de treinamento.

Reduz aquecimento global: O gás carbônico liberado é absorvido pelas oleaginosas ou cana de açúcar durante o crescimento, o que equilibra o balanço negativo gerado pela emissão na atmosfera.

Economicamente atraente: Permite a valorização de subprodutos de atividades agroindustriais, aumento na arrecadação regional de ICMS, aumento da fixação do homem no campo e de investimentos complementares em atividades rurais.

Regionalização: Pequenas e médias plantas para produção de bicombustíveis podem ser implantadas em diferentes regiões do país, aproveitando a matéria prima disponível em cada local.

Apêndice D

D.1. Atomizadores

D.1.1. Características

Tabela A.1: Características dos atomizadores. (Adaptado por Vasquez 2011)



Tipo	Descrição	Vantagens	Desvantagem	Aplicações
Por pressão	Orifício simples	<ol style="list-style-type: none"> 1. Simples, barato. 2. Robusto. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ângulo estreito de pulverização. 2. Spray forma um cone sólido. 	Motores diesel, motores a jato com pós-combustão, ramjets.
	Centrífugo simples	<ol style="list-style-type: none"> 1. Simples, barato. 2. Amplo ângulo de pulverização (até 180°). 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Precisam de altas pressões. 2. O ângulo máximo do cone varia com a diferença de pressão e a densidade do ambiente gasoso. 	Turbinas a gás e fornos industriais.
	Centrífugo duplo	Mesmo que o Simplex, mas tem boa atomização em faixa ampla de vazões de líquido.	O ângulo do spray diminui à medida que a vazão de líquido aumenta.	Câmaras de combustão de turbinas a gás.
	Centrífugo dual	<ol style="list-style-type: none"> 1. Boa atomização. 2. Faixa de vazão ampla, até 50:1. 3. Ângulo do spray relativamente constante. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Atomização pobre na faixa de transição. 2. Complexidade no projeto. 3. Susceptibilidade de bloqueio em pequenos orifícios. 	Vasta gama de aviões e turbinas a gás industriais.
	Centrífugo com Retorno	<ol style="list-style-type: none"> 1. Construção simples. 2. Boa atomização em toda a faixa de vazões. 3. Ampla faixa de operação. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ângulo do spray varia com a vazão. 2. Potência requerida é maior que em outros atomizadores de pressão, exceto com descarga máxima. 	Vários tipos de combustor. Tem bom potencial para fluidos de alta viscosidade e combustíveis de baixa estabilidade térmica.

		4. Furos e canais grandes reduzem risco de bloqueio de fluxo.		
	Spray em leque	1. Boa atomização. 2. Padrão elíptico estreito pode ser vantajoso.	Precisa de altas pressões.	Revestimento de superfícies com altas pressões, câmaras de combustão anulares.
Rotativos	Disco	1. Uma atomização quase uniforme é possível com pequenos discos girando a velocidades elevadas. 2. Controle independente da qualidade e da vazão.	Produz uma pulverização a 360°.	Secagem por spray. Pulverização de plantações.
	Copo	Capaz de atomizar fluidos de alta viscosidade.	Pode exigir rajada de ar na periferia.	Secagem por atomização Resfriamento por atomização.
Assistidos por ar	Mistura interna	1. Boa atomização. 2. Canais grandes evitam entupimento. 3. Pode atomizar líquidos de alta viscosidade.	1. Líquido pode retornar p/ linha de ar. 2. Exige dispositivo auxiliar de medição. 3. Precisa de uma fonte externa de alta pressão de ar ou vapor.	Fornos industriais. Turbinas a gás industriais.
	Mistura externa	O mesmo que o de mistura interna, mas a construção impede o retorno do líquido para a linha de ar.	1. Precisa de uma fonte externa de ar a alta pressão ou de vapor. 2. Não permite altas razões líquido/ar.	Fornos industriais. Turbinas a gás industriais.
Por rajada de ar	A Jato	1. Boa atomização. 2. Simples, barato.	1. Ângulo de pulverização estreito. 2. Desempenho inferior ao injetor por Pré-filme.	Turbinas industriais a gás.
	Pré-filme	1. Boa atomização, em especial em ambientes com alta pressão (ar).	Atomização pobre em baixas velocidades do ar.	Vasta gama de turbinas a

		2. Amplo ângulo de pulverização.		Gás industriais e aeronáuticas.
Ultrasônico		1. Atomização muito fina. 2. Baixa velocidade de pulverização.	Não é possível trabalhar com elevadas vazões.	Pulverizadores médicos. Umidificação. Secagem por atomização. Limpeza de superfícies por ácido. Combustão.
Eletrostático		Atomização muito fina.	Não é possível trabalhar com vazões elevadas.	Pintura com spray. Impressão.

D.1.2. Padrões universais de Atomização

Tabela A.2: Padrões universais de atomização. (Adaptado por Vasquez 2011)

 Ponto	 Cone completo	 Cone oco	 Cone completo oval	 Cone quadrado
 Linha reta	 Múltiplos pontos	 Cortina de líquido	 Vários círculos	 Espiral

D.1.3. Influência das variáveis no momento da Atomização

Tabela A.3: Influência das variáveis no momento da atomização. (Adaptado por Vasquez 2011)

	Incremento na densidade	Incremento na viscosidade	Incremento na temperatura do líquido	Incremento na tensão superficial	Incremento na pressão de operação
Qualidade da distribuição	Desprezível	Danifica	Melhora	Desprezível	Melhora
Vazão	Diminui	(1)	(2)	Não há efeito	Incrementa
Ângulo de cone do spray	Desprezível	Diminui	Incrementa	Diminui	Incrementa e logo diminui
Tamanho de Gota	Desprezível	Incrementa	Diminui	Incrementa	Diminui
Velocidade	Diminui	Diminui	Incrementa	Desprezível	Incrementa
Desgaste	Desprezível	Diminui	(2)	Não há efeito	Incrementa

D.1.4. Dados importantes para a pesquisa

Tabela A.4: Características indicativas do óleo Diesel (padrão e comercial).

Parâmetro	Unidade	Limites		Método de ensaio
		Mínimo	Máximo	
Índice de cetanos		52	54	EN-ISO 5165
Densidade a 15°C	Kg/m ³	833	837	EN-ISO 3675
Destilação:				

- Ponto de 50%	°C	245	-	EN-ISO 3405
-Ponto de 95%	°C	345	350	EN-ISO 3405
-Ponto de ebulição final	°C	-	370	EN-ISO 3405
Ponto de fulgor	°C	55		EM 227 19
Ponto de entupimento de filtro a frio	°C		-5,0	EM 11 6
Viscosidade a 40°C	mm ² /s	2,3	3,3	EN-ISO 3104
Hidrocarbonetos policíclicos aromáticos	% em massa	2,0	6,0	IP 391
Teor de enxofre	mg/kg		10	ASTM D 5453
Teor de cinzas	% em massa		0,01	EN-ISO 6245
Teor de água	% em massa		0,02	EN-ISO 12937
Lubricidade	µm		400	CEC F-06-A-96

1. Fonte: (IBAMA, 2011).

Tabela A.5: Composições típicas do gás natural.

Elementos	Associado (%)	Não associado (%)
Metano	81,57	85,48
Etano	9,17	8,26
Propano	5,13	3,06
I-Butano	0,94	0,47
N-Butano	1,45	0,85
I-Pentano	0,26	0,20
N-Pentano	0,30	0,24
Hexano	0,15	0,21
Heptano e Superiores	0,12	0,06
Nitrogênio	0,52	0,53
Dióxido de Carbono	0,39	0,64
Total	100	100
Densidade	0,71	0,69
Poder Cal. Inf. (Kcal/m ³)	9916	9583

Poder Cal. Sup. (Kcal/m ³)	10941	10580
--	-------	-------

Fonte: PETROBRAS – CONPET, 1997.

Apêndice E

E.1. Análises metrológicas das medições do spray

Utilizando uma planilha do Excel para calibração de instrumentos do Laboratório de Metrologia da Faculdade de Tecnologia – Engenharia Mecânica, elaboramos a calibração da régua aplicada na bancada de análise do spray.

Tabela. A.6 : Dado para calibração da Régua

Planilha de Calculo de calibração daq regua								
Código LTMD:	00	Data Cal.:	01/09/2015	Data Emissão:	01/09/2015	21,3 °C		
Requerente:				endereço:		cidade:	Brasília-DF	
Fab.		n° identif.:				100cm	1,00E+00 m	
Fundo Esc.:	300 [mm]	Tipo:	ESTALO	Braço[m]:		1000 mm=	1,00E+03 m	
Menor Div.:	1 [mm]	Resolução assum.:				Fat. cor. unid:	1,00E+06 cm	
Dados Brutos:								
SMC	SMP							
	carregamento L. Direito		descarregamento L.Direito		carregamento L.Esquerdo		descarregamento L.Esquerdo	
	Comprimento		Comprimento		Comprimento		Comprimento	
0,0	0,00		0,00		0,00		0,00	
9,9	9,80		9,80		9,80		9,80	
10,0	10,00		10,00		10,00		10,00	
10,1	10,10		10,10		10,10		10,10	

A tabela 13 apresenta as características metrológicas da régua utilizada na bancada.

Tabela.A.7 : Características Metrológicas da Régua.

Características Metrológicas apresentadas pelo instrumento:			
Tendência Máxima:	0,10	[mm]	
Erro Fiducial:	0,03	% VFE	
Repetitividade Máxima:	0,00	% VFE	
Histerese Máxima:	0,00	% VFE	
Incerteza Expandida:	0,07	% VFE	
Fator Abrangência:			

O gráfico da figura 54 apresenta a dinâmica de correção dos valores medidos no processo de penetração do spray.

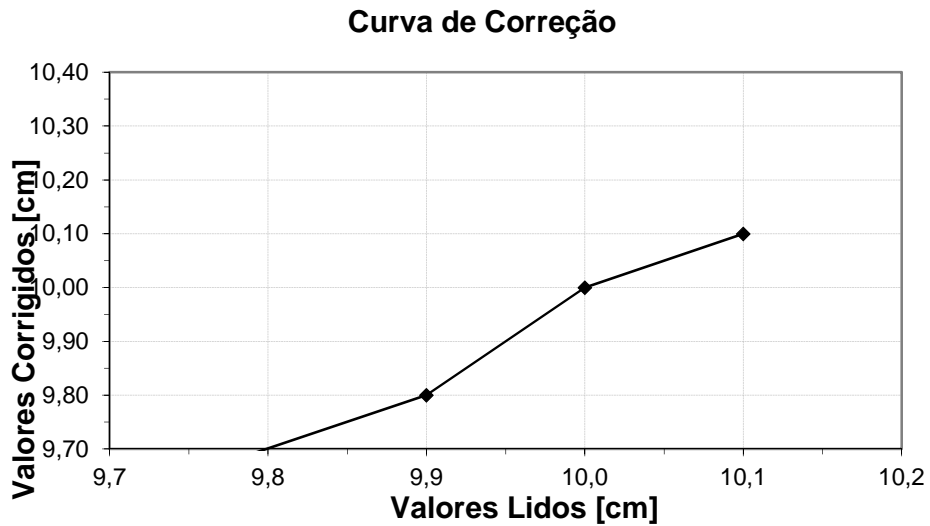


Figura. A.8 : Curva de Correção dos valores fornecidos.

Média aritméticas das medidas.

$$S = \frac{(s_1 + s_2 + \dots + s_n)}{N} = \frac{\sum_{i=1}^N s_i}{N}$$

S= 10,5 cm

Erro percentual das medições (E%).

E%=0,63%