

# **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

# ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DE INJEÇÃO DE GÁS NATURAL EM MOTORES DIESEL

Por,

Danilo Honorato de Carvalho

Brasília, 27 de Junho de 2014

## **UNIVERSIDADE DE BRASILIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA UNIVERSIDADE DE BRASILIA

Faculdade de Tecnologia

Departamento de Engenharia Mecânica

# PROJETO DE GRADUAÇÃO

# ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DE INJEÇÃO DE GÁS NATURAL EM MOTORES DIESEL

POR,

Danilo Honorato de Carvalho

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção

do grau de Engenheiro Mecânico.

#### Banca Examinadora

Prof. Mario Siqueira, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. María del P. H. Falla, UnB/ FGA (Coorientador)

Prof. Mario Olavo Magno de Carvalho, UnB/ ENM

Brasília, 27 de Junho de 2014.

### Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos os envolvidos neste projeto. Ressalto a presença, apoio e confiança dos meus pais, Sebastião e Vânia, e da minha irmã, Patrícia.

Quero ainda agradecer aos meus companheiros que direta ou indiretamente contribuíram para que concluísse essa etapa: Khappalla, Flávio canino, Boi, Léo, Saci e Eduardo goiano; e aos técnicos Mestre Eurípedes e Felipe.

Agradeço enormemente aos meus professores e orientadores: professora Pilar, professor Mário, professor Taygoara, professor Girão e professor Caldeira. Levarei a disposição, atenção e responsabilidade de cada um de vocês como exemplo para toda uma vida profissional que se segue.

## Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Sebastião Honorato Pereira e Vânia Maria de Carvalho Honorato, meus exemplos de perseverança, honestidade e fé.

Danilo Honorato de Carvalho

#### RESUMO

As novas políticas de controle e redução das emissões de gases poluentes mostram-se gradualmente mais restritivas, especialmente aos motores de combustão interna. No Brasil, os motores que funcionam com óleo diesel como combustível contribuem majoritariamente para as emissões de gases poluentes. O presente estudo possui como objetivo atestar a viabilidade técnica da substituição parcial de óleo diesel pelo gás natural, este, conhecido por gerar uma queima mais limpa. O método consiste na conversão de um motor que funciona exclusivamente com óleo diesel para um motor que admite simultaneamente o óleo diesel e gás natural. O motor convertido será avaliado tanto pelas emissões de gases poluentes, bem como pelo desempenho apresentado.

#### ABSTRACT

New policies to control and reduce emissions of polluting gases show gradually become more restrictive, especially for internal combustion engines. In Brazil, the engines that run on diesel as fuel contribute mainly to emissions of greenhouse gases. The present study aims to certify the technical feasibility of the partial substitution of diesel with natural gas, this, known for generating a cleaner burning. The method consists in converting a motor that works exclusively with diesel fuel to an engine that supports both diesel and natural gas. The converted engine will be evaluated both by emissions of polluting gases, as well as the performance presented.

# SUMÁRIO

1. IM	NTRODUÇÃO1
1.1.	MOTIVAÇÃO DO ESTUDO 1
1.2.	OBJETIVOS 2
1.2	.1. Objetivos gerais
1.2	.2. Objetivos específicos
2. R	EVISÃO DA LITERATURA3
2.1.	O ÓLEO DIESEL
2.1	.1. Cadeia de produção do Óleo Diesel3
2.1	.2. Classificação do Óleo Diesel4
2.1	.3. Características do Óleo Diesel5
2.2.	O GÁS NATURAL
2.2	.1. Classificação do Gás Natural7
2.2	.2. Panorama do Gás Natural9
2.2	.3. Cadeia de produção do Gás Natural11
2.2	.4. Sistema de gasoduto nacional13
3. M	OTOR CICLO DIESEL
3.1.	CLASSIFICAÇÃO15
3.2.	FUNCIONAMENTO DO MOTOR DIESEL16
3.3.	ALIMENTAÇÃO DO MOTOR DIESEL18
3.3	.1. Sistemas mecânicos de alimentação19
3.3	.2. Sistemas eletrônicos de alimentação
3.4.	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO MOTOR DIESEL24
3.5.	EMISSÃO DE POLUENTES26
4. TI	ECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA	

	4.1.	Tecnologia de gás natural veicular dedicado	.29
	4.2.	Tecnologia de Ottolisação	.30
	4.3.	Tecnologia Dual-Fuel	.30
5.	мо	TOR CICLO DUAL-FUEL	32
	5.1.	FUNCIONAMENTO E COMBUSTÃO NO MOTOR MOTOR DUAL-FUEL	.32
	5.2.	SISTEMAS DE CONVERSÃO DUAL-FUEL	.33
	5.3.	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO MOTOR DUAL-FUEL	.37
	5.4.	EMISSÃO DE POLUENTES	.38
6.	ME	TODOLOGIA	40
	6.1.	ASPECTOS GERAIS	.40
	6.2.	CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	.41
	6.2.1	. Motor	.41
	6.2.2	. Gerador	.41
	6.2.3	. Osciloscópio	.42
	6.2.4	. Balança de precisão	.42
	6.2.5	. Bancada de resistência	.43
	6.2.6	. Cilindro de armazenamento de gás natural	.43
	6.2.7	. Válvula de cabeça de cilindro	. 44
	6.2.8	. Válvula de abastecimento	. 44
	6.2.9	. Redutor de Pressão	. 45
	6.2.1	0. Misturador ar/gás natural	.45
	6.2.1	1. Rotâmetro	.46
	6.3.	OBTENÇÃO DE DADOS	.47
	6.3.1	. Potência efetiva	. 47
	6.3.2	. Potência de atrito	. 47
	6.3.3	. Rendimento mecânico do motor	. 49
	6.3.4	. Rotação do motor	. 49
	6.3.5	. Consumo de óleo diesel	. 49
	6.3.6	. Consumo de gás natural	. 50
	6.3.7	. Consumo específico de diesel	. 51
	6.3.8	. Taxa de substituição diesel/gás	. 51
	6.3.9	. Rendimento térmico do motor diesel	.52

	6.3.10	). Rendimento térmico do motor diesel/gás	52
	6.3.11	. Avaliação de gases de exaustão	52
7.	RES	ULTADOS E DISCUSSÃO	53
7.3	1.	POTÊNCIA DE ATRITO	53
7.2	2. 1	PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR ORIGINAL	54
	7.2.1.	Potência	54
	7.2.2.	Consumo	56
	7.2.3.	Rendimento térmico	59
7.3	3. I	PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR DUAL FUEL	59
	7.3.1.	Potência	59
	7.3.2.	Consumo	62
	7.3.3.	Rendimento térmico	67
7.4	4. 1	EMISSÃO DE POLUENTES	68
8.	CON	ICLUSÃO	71
9.	REF	ERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
10.	ANE	EXOS	75
10	.1. /	ANEXO I	75
10	.2.	ANEXO II	76

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Cadeia de produção do óleo Diesel
Figura 2: O gás associado 8
Figura 3: O gás não associado
Figura 4: Concentração de reservas provadas de gás natural por região
Figura 5: Reservas provadas de gás natural no Brasil entre 1964 e 2010
Figura 6: Distribuição percentual das reservas provadas de gás natural, segundo Unidades da Federação, em 31/12/20101
Figura 7: Evolução da malha de gasodutos de transporte - 1972 - 2011
Figura 8: Ciclo de 4 tempos17
Figura 9: Relação entre taxa de compressão teórica e coeficiente térmico18
Figura 10: Representação em corte do sistema de alimentação do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.
Figura 11: Bombas injetoras em linha20
Figura 12: Bombas injetoras rotativas2:
Figura 13: Injetor de orifícios22
Figura 14: Regulador centrífugo RQ23
Figura 15: Componentes básicos de um sistema Common Rail moderno24
Figura 16: Diagrama P-V do processo termodinâmico do motor que funciona segundo o ciclo
Diesel
Figura 17: Emissões estimadas de NOx por categoria de veículo
Figura 18: Emissões estimadas de material particulado por categoria de veículo26
Figura 19: Emissões de CO2 por tipo de combustível22
Figura 20: Diagrama de funcionamento de um Kit Dual-Fuel de 1ª geração34
Figura 21: Esquema de funcionamento do kit de conversão Dual-fuel de segunda geração3
Figura 22: Componentes conversor Dual-fuel de 3ª geração
Figura 23: Sistema Dual-Fuel de 4ª geração36
Figura 24: Ciclos "Ts" e "Pv", motor Dual-fuel37
Figura 25: Esquema de montagem do ensaio em funcionamento dual fuel4
Figura 26: Medidor de pulso e osciloscópio42
Figura 27: Cilindro de gás natural44
Figura 28: Válvula de cabeça de cilindro44

Figura 29: Válvula de abastecimento45
Figura 30: Redutor de pressão45
Figura 31: Corpo do misturador de AR/GN46
Figura 32: Rotâmetro a ser utilizado para medição de gás natural47
Figura 33: Rotação por minuto x Carga de Ensaio55
Figura 34: Rendimento mecânico para o motor original x Carga de Ensaio
Figura 35: Consumo médio em função da carga de Ensaio58
Figura 36: Consumo específico de diesel para o motor original x Carga de Ensaio58
Figura 37: Rendimento térmico do motor original x Carga de Ensaio
Figura 38: Carga de ensaio x Rotação por minuto para motor em funcionamento dual fuel60
Figura 39: Carga de ensaio x Rendimento mecânico do motor em funcionamento dual fuel62
Figura 40: Carga de ensaio x Consumo médio de diesel para o motor dual fuel63
Figura 41: Carga de ensaio x Consumo específico de diesel para o motor dual fuel64
Figura 42: Vazão mássica de gás natural x Carga de ensaio66
Figura 43: Taxa de substituição diesel/gás natural x Carga de ensaio66
Figura 45: Carga de ensaio x Rendimento térmico para o motor dual fuel67
Figura 46: Resultado da espectroscopia para padrões de diesel e gás natural, Número de ondas por Absorbância
Figura 47: Resultado da espectroscopia em todas as cargas durante funcionamento de motor original
Figura 48: Resultado da espectroscopia em todas as cargas durante funcionamento de motor dual fuel
Figura 49: Resultado da espectroscopia em sob carga de 1 kW durante funcionamento de motor
original, dual com baixa taxa de substituição e dual com alta taxa de substituição70

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características indicativas do óleo Diesel (padrão e comercial).         6
Tabela 2: Composições típicas do gás natural9
Tabela 3: Relação dos gasodutos de transporte em processo de licenciamento ambiental na data de publicação da Lei nº 11.909/0914
Tabela 4: Fatores de emissão de CO, NMHC, NOx, e MP para motores Diesel por fase PROCONVE, em gpoluente/kWh28
Tabela 5: Cálculo da potência de atrito do sistema53
Tabela 6: Rotações verificadas durante Teste de Morse.       53
Tabela 7: Medições feitas em cada fase e potência de eixo calculada para o motor original
Tabela 8: Potência indicada e Rendimento Mecânico do motor original
Tabela 9: Valores registrados da variação da massa de diesel em funcionamento original
Tabela 10: Consumo médio e Consumo específico de diesel para o motor original57
Tabela 11: Medições feitas em cada fase e potência de eixo calculada para o motorem funcionamento dual fuel.60
Tabela 12: Potência de atrito e Rendimento mecânico encontrados para motor dual fuel61
Tabela 13: Valores registrados da variação da massa de diesel em funcionamento dual fuel
Tabela 14: Consumo médio e Consumo específico de diesel para o motor dual fuel63
Tabela 15: Dados de ensaio e padrão utilizados no rotâmetro
Tabela 16: Fatores utilizados na medição do rotâmetro65
Tabela 17: Valores de vazão volumétrica e vazão mássica de consumo de gás natural.

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

В	Temperatura da destilação	[°C]
Ср	Calor especifico a pressão constante	[kJ/kg.K]
Cv	Calor específico a volume constante	[kJ/kg.K]
D	Densidade a 15°C	[g/m <sup>3</sup> ]
i	Corrente elétrica	[A]
ḿ <sub>d</sub>	Vazão mássica de combustível	[kg/s]
Pb	Potência de eixo	[kW]
Pi	Potência indicada	[kW]
Pp	Potência parasita	[kW]
SFC	Consumo específico de combustível	[g/kW.h]
U	Tensão elétrica	[V]

## Símbolos Gregos

η	Eficiência
φ	Taxa de expansão a pressão constante
λ	Aumento de pressão a volume constante

## **Grupos Adimensionais**

k	Relação entre	os calores	específicos
---	---------------	------------	-------------

- *N* Número de cilindros
- r Taxa de compressão

#### **Subscritos**

	ttDual	térmico	teórico	do	motor	Dua
--	--------	---------	---------	----	-------	-----

ttDiesel térmico teórico do motor Diesel

### Sobrescritos

Variação temporal

## Siglas

•

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás natural e Biocombustíveis

ASTM	American Society for Testing and Materials
CETESB	Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental
$CH_4$	Metano
C2H6	Etano
C <sub>3</sub> H8	Propano
$C_4H_{10}$	Butano
C <sub>5+</sub>	Gasolina Natural
$C_{12}H_{26}$	Dodecano
$C_{14}H_{30}$	Tetradecano
$C_{16}H_{34}$	N-hexadecano
СО	Monóxido de carbono
$CO_2$	Dióxido de carbono
CONAMA	Conselho Nacional do Meio ambiente
CRDI	Common Rail Direct Injection
DL	Injetor de orifícios
DN	Injetor de agulhas
GASBOL	Gasoduto Brasil-Bolívia
GLP	Gás liquefeito de petróleo
GN	Gás natural
GNA	Gás natural adsorvido
GNC	Gás natural comprimido
GNL	Gás natural liquefeito
GNV	Gás natural veicular
НС	Hidrocarbonetos
HC <sub>n</sub> M	Hidrocarbonetos não metânicos
HMN	Heptalmetinonano
HPDI	High Pressure Direct Injection
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais
IC	Índice de cetano
ICO	Ignição por compressão
INEA	Instituto Estadual do Ambiente
MMA	Ministério do Meio Ambiente

MP	Material particulado
N <sub>2</sub>	Nitrogênio
NC	Número de cetano
NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrogênio
O <sub>2</sub>	Gás oxigênio
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PROCONVE	Programas de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
PROMOT	Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos Similares
SMA	Secretaria do Meio Ambiente
UPGN	Unidade de Processamento de Gás Natural

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. MOTIVAÇÃO DO ESTUDO

Em face das transformações na matriz energética mundial, faz-se necessário que o Brasil acompanhe a tendência, maximizando a eficiência de equipamentos energéticos tradicionais ou implementando fontes renováveis.

Tecnologias renováveis podem experimentar grande êxito em um futuro próximo, porém o desenvolvimento da pesquisa se mostra lento e redundante. Diversas fontes tidas como renováveis ainda dependem intrinsicamente de fontes não renováveis. Em alguns países, o carro elétrico, por exemplo, depende da energia produzida tradicionalmente por termelétricas. Esse projeto atua então, no incremento da eficiência de equipamentos que demandam ativos energéticos não renováveis.

É notória a evolução do gás natural como combustível alternativo, na escala mundial. Entre 1973 e 2011 a produção mundial de gás natural mais que dobrou, passando de 1,227 bilhões para 3,388 bilhões de metros cúbicos (m<sup>3</sup>). Entre 1973 e 2010, passou da quarta para a segunda colocação dentre as principais fontes produtoras de energia elétrica, atrás apenas do carvão (IEA, 2012).

No Brasil, o crescimento da utilização do gás natural entre os anos de 1973 a 2010 foi ainda maior. Passando de 0,18 bilhões para 26,8 bilhões de m<sup>3</sup>, obteve um expressivo aumento de 14890% (BP, 2012). Entretanto, o gás natural ainda ocupa somente 4,4% da matriz energética nacional enquanto o petróleo e seus derivados ocupam 38,6%. O óleo diesel, por exemplo, ocupa o primeiro lugar em consumo final de energia por fonte, com 19% de participação (EPE, Empresa de Pesquisa Energética, 2012).

A acentuada utilização do óleo diesel traz problemas, tanto no âmbito econômico quanto no aspecto ambiental. O aumento da demanda por este combustível faz com que a produção nacional seja insuficiente, forçando a importação do derivado de outros países, como Trinidad e Tobago e Venezuela. A importação interfere diretamente no custo do diesel ofertado no país, o que resultou no aumento do preço de 5%, em média, nas refinarias, em janeiro de 2013.

A substituição parcial do diesel pelo gás natural em motores originalmente movidos ao combustível líquido se mostra, portanto, potencialmente favorável à redução da importação do derivado. Motores atualmente movidos a diesel, operariam em um ciclo combinado de diesel e gás natural. Relacionado à busca de alternativas menos agressivas ao meio ambiente, o gás natural gera uma combustão com menor emissão de dióxido de carbono, enxofre, fuligem e materias particulados, quando comparada à combustão de óleo diesel (Franco, 2007); (CONCEIÇÃO, 2006); (Bet, 1991); (MACHADO, 1996); (Gutiérrez, 2011).

#### 1.2. OBJETIVOS

#### 1.2.1. Objetivos gerais

O presente projeto tem como objetivo geral avaliar o comportamento de um motor de ciclo de ignição por compressão que funciona originalmente com óleo Diesel quando funcionando simultaneamente com óleo Diesel e gás natural. A avaliação do comportamento do motor será quantificada por meio do seu desempenho e da análise das emissões dos gases gerados.

#### 1.2.2. Objetivos específicos

O estudo de viabilidade técnica da utilização simultânea dos combustíveis Diesel e gás natural em motores Diesel será avaliada segundo duas vertentes: a performance e a emissão de gases do motor.

O desempenho do motor que opera segundo o modelo duplo-combustível (Diesel/gás natural) será avaliado pelos seguintes testes:

- Estabilidade de rotação;
- Rendimento mecânico;
- Consumo médio de óleo diesel e gás natural;
- Consumo específico de óleo diesel;
- Taxa de substituição diesel/gás natural;
- Rendimento térmico.

A emissão de gases de exaustão de um motor que opera segundo o modelo duplo-combustível será quantificada por meio da medição dos níveis de:

- Monóxido de carbono (CO);
- Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>);
- Hidrocarbonetos (HC);
- Óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>).

Ressalta-se que todos os dados obtidos com o modelo proposto serão comparados aos dados averiguados sob o funcionamento convencional do motor, isto é, utilizando-se somente óleo Diesel como combustível e, caso todos os quesitos supracitados sejam adequadamente favoráveis, o motor que opera segundo o modelo duplo-combustível será considerado tecnicamente viável.

# 2. REVISÃO DA LITERATURA

#### 2.1. O ÓLEO DIESEL

O óleo Diesel, ou simplesmente Diesel é obtido a partir do processo de destilação do petróleo bruto e é usado como combustível nos motores de ignição por compressão, ou motores Diesel. É formado basicamente por hidrocarbonetos e possui, em baixas concentrações, enxofre, oxigênio e nitrogênio. Tem por características ser inflamável, volátil, límpido, isento de material em suspensão, medianamente tóxico e odor forte.

#### 2.1.1. Cadeia de produção do Óleo Diesel

A primeira etapa de destilação do petróleo consiste na destilação atmosférica, processo físico de separação que se baseia nas diferenças de pontos de ebulição entre os diversos hidrocarbonetos que se encontram no petróleo cru. É possível separar frações que sejam de interesse, como naftas, querosene e gasóleo atmosférico (conhecido como óleo Diesel de destilação direta), variando-se as condições de aquecimento de um petróleo sob pressão atmosférica. Os resíduos desta podem ainda ser destilados por destilação a vácuo, ou seja, sob pressão reduzida (Alves, 2007).

A destilação a vácuo produz como resultado gasóleos e resíduos a vácuo. Os gasóleos passam pelo processo de craqueamento catalítico, que obtêm como produtos o gás liquefeito de petróleo (GLP), gasolina e o óleo leve de reciclo. O último possui faixa de destilação condizente com a do óleo diesel, podendo então ser adicionado a este após hidrotratamento que reduz níveis de enxofre e de hidrocarbonetos olefinicos.

Por processo semelhante, os resíduos a vácuo também podem ser convertidos em óleo diesel. Esses resíduos devem passar pelo coqueamento retardado, processo de craqueamento térmico, em que são submetidos a condições extremamente severas de temperatura e pressão, afim de que sejam quebradas as moléculas dos hidrocarbonetos de cadeia aberta produzindo-se então, frações leves como gasóleos de choque e nafta. Após hidrotratamento para redução dos níveis de hidrocarbonetos olefinicos, di-olefinicos e de enxofre, essa fração mais leve pode ser incorporada ao óleo diesel (Alves, 2007). O processo de produção do óleo é representado pela Figura 1.



Figura 1: Cadeia de produção do óleo Diesel.

Fonte: Commons, 2006.

#### 2.1.2. Classificação do Óleo Diesel

O óleo diesel é obtido em uma ampla gama de pesos moleculares e propriedades físicas. Vários métodos são utilizados para classificá-los, alguns se valem de escalas numéricas enquanto outros o fazem pela aplicabilidade dos óleos. Por quantos mais processos de refino determinada amostra passa, em geral, menor se tornam seu peso específico e viscosidade e maior torna-se o seu custo final (Pulkrabek, 1997).

As escalas numéricas de classificação usualmente variam de 1 a 9, com subclassificações que empregam letras alfabéticas, como por exemplo, óleo combustível 1A, 3B, ou 9A. Os menores números têm os mais baixos pesos moleculares e menores viscosidades. Esses são os combustíveis normalmente utilizados em motores de ignição por compressão.

Outro método de classificação de diesel combustível é pela sua aplicação. Essas aplicações podem ser em ônibus, caminhões, ferrovias, marítimos e motores estacionários, as quais utilizam combustíveis de todo peso molecular.

Por conveniência, os combustíveis para motores de ignição por compressão podem ser divididos em duas categorias extremas (Pulkrabek, 1997):

Óleo Diesel Leve  $C_{12}H_{26}$  (docecano)

## Óleo Diesel Pesado $C_{14}H_{30}$ (tetradecano)

A maioria do diesel combustível utilizado em motores está nesse intervalo, com massas moleculares entre 170 u e 200 u. Possuindo uma menor viscosidade, o óleo diesel leve exige uma bomba injetora de pouca ou média capacidade para que as gotículas injetadas na câmara de combustão sejam pequenas. Por outro lado, óleos diesel pesados geralmente são usados em grandes motores com altas pressões de injeção e com sistemas de admissão pré-aquecidos (Pulkrabek, 1997).

#### 2.1.3. Características do Óleo Diesel

O correto combustível deve ser escolhido afim de que a autoignição aconteça precisamente no momento adequado do ciclo do motor. Necessário é, portanto, que se tenha conhecimento e controle do tempo de atraso da ignição do combustível. A propriedade que quantifica essa medida denomina-se número de cetano (NC). Quanto maior for o número de cetano, menor é o tempo de atraso de ignição e mais rapidamente o combustível se autoinflamará pela câmara de combustão. Um baixo número de cetano significa que o combustível terá um longo tempo de atraso de ignição.

A escala do número de cetano é estabelecida através de dois combustíveis referenciais. O cetano (n-hexadecano),  $C_{16}H_{34}$ , ocupa o topo da escala com número de cetano igual a 100 enquanto o icsocetano, ou heptalmetinonano (HMN),  $C_{12}H1_{34}$ , com número de cetano igual a 15, ocupa a base da cadeia. O número de cetano de algum combustível é dado então pela seguinte equação (1). (Pulkrabek, 1997):

NC do combustível = (% de n-hexadecano) + 
$$0,15 \times (\% \text{ de HMN})$$
 (1)

O número de cetano para motores Diesel geralmente varia entre 40 e 60. Baixos números de cetano, inferiores a 40, podem resultar em fumaça no escape, aumento do consumo, perda de potência e batida no motor (ruído).

Pela dificuldade e custo de se mensurar o NC, a qualidade de ignição de um combustível tem sido quantificada por métodos empíricos que se valem das propriedades físicas desse combustível. Uma método que gera uma aproximação da qualidade de ignição é o índice de cetano (IC), que é calculado a partir da densidade e temperatura de destilação de 50% do produto. A expressão de onde se obtêm o índice de cetano, desenvolvida pela *American Society for Testing and Materials* (ASTM) método D976, é mostrada pela Eq. (2).

$$IC = 454,74 - 1641,416D + 774,74D^2 - 0,554B + 94,803(logB)^2$$
(2)

Onde:

D é a densidade a 15 °C, em g/m<sup>3</sup> e;

B é a temperatura da destilação de 50% do produto, em °C.

Outras características relevantes ao óleo diesel são: a temperatura de destilação, o ponto de fulgor, a viscosidade, o teor de hidrocarbonetos policíclicos aromáticos, o teor de enxofre e a densidade. A resolução CONAMA número 403/2008 fornece essas características do óleo Diesel comercial brasileiro, que estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela	1: Caracte	rísticas ind	dicativas d	o óleo l	Diesel (	(padrão e	comercial).

Parâmetro	Unidade	Limi	Método de ensaio	
Taraneuo	Omdade	Mínimo	Máximo	
Índice de cetano		52	54	EN-ISO 5165
Densidade a 15°C	kg/m³	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	mm²/s	2,3	3,3	EN-ISO 3104
Hidrocargonetos 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

Fonte: (IBAMA, 2011).

## 2.2. O GÁS NATURAL

O gás natural (GN) é a designação genérica de um combustível cujo principal componente é o metano (CH<sub>4</sub>), o hidrocarboneto de cadeia mais simples e o que apresenta maior relação hidrogênio-

carbono, 4:1. Na natureza, ele é encontrado em acumulações de rochas porosas no subsolo (terrestre ou marinho), em geral acompanhado de petróleo (Ribeiro & Real, 2006).

Historicamente, o gás natural foi descoberto em decorrência da prospecção de petróleo cru. Foi considerado por muito tempo como um subproduto indesejável do petróleo, já que por vezes o trabalho de prospecção era interrompido para que o gás natural fosse ventilado para o ar livre. Hoje, especificamente após a escassez de petróleo dos anos setenta, o gás natural se mostra como uma importante fonte de energia no mundo.

Durante praticamente todo o século 19, o gás natural foi utilizado exclusivamente como uma fonte de luz e seu uso era localmente centralizado, pois a fraca infraestrutura impossibilitava o transporte de grandes quantidades do gás a longas distâncias. Houve uma importante mudança em 1890 com a invenção do gasoduto com engates à prova de vazamentos, mas o transporte de gás natural não se tornou prática antes dos anos de 1920. Somente após a Segunda Guerra Mundial a utilização de gás natural obteve aumento expressivo, devido principalmente ao desenvolvimento de redes de gasodutos e sistemas de armazenamento (Mokhatab, Poe, & Speight, 2006).

O principal constituinte do gás natural é o metano (CH<sub>4</sub>). Outros constituintes são hidrocarbonetos parafínicos como etano (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>), propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) e o butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>). Também possui baixos teores de impurezas como nitrogênio (N<sub>2</sub>), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), água e compostos de enxofre (Santos, 2002). O gás natural é considerado seco (ou pobre) quando constituído basicamente de metano puro, situação que não justifica a extração comercial dos hidrocarbonetos associados e é denominado molhado (ou rico) quando o os hidrocarbonetos estão presentes (Mokhatab, Poe, & Speight, 2006).

#### 2.2.1. Classificação do Gás Natural

O gás natural pode ser classificado em duas categorias: associado e não associado. O gás associado é aquele que, no reservatório, encontra-se dissolvido no petróleo ou sob forma de capa de gás (parte superior da acumulação rochosa, onde a concentração de gás é superior à concentração de outros fluidos como água e óleo). Sob essa circunstância, a início geralmente privilegia-se a produção do óleo, utilizando-se o gás para manter a pressão do reservatório e posteriormente faz-se a recuperação do gás. Haja vista, a produção de gás é determinada diretamente pela produção do petróleo. Caso não haja condições econômicas para a extração, o gás natural é reinjetado na jazida ou queimado, evitando-se o acúmulo de gases combustíveis próximos aos poços de petróleo. Esse tipo de gás natural é representado na Figura 2. (Santos, 2002).



Figura 2: O gás associado.

Fonte: PETROBRAS – CONPET, 1997.

O gás não associado é aquele que, no reservatório, está livre do óleo e água, ou estes se encontram em baixas concentrações. Do ponto de vista econômico, o gás natural não associado é mais interessante devido ao grande acúmulo de propano e hidrocarbonetos mais pesados. No mundo, as maiores ocorrências de gás natural são desse tipo. O gás natural não associado é representado pela Figura 3 e a

Tabela 2 mostra as composições típicas do gás natural associado e não associado (Santos, 2002).



Figura 3: O gás não associado.

Fonte: PETROBRAS - CONPET, 1997.

Tabela 2: 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 <sup>3</sup> )	9916	9583
Poder Cal. Sup. (Kcal/m <sup>3</sup> )	10941	10580

Fonte: PETROBRAS - CONPET, 1997.

#### 2.2.2. Panorama do Gás Natural

Até o final de 2011, as reservas provadas de gás natural chegavam a 208,4 trilhões de metros cúbicos (m<sup>3</sup>), enquanto que no ano de 1991 esse total chegava a 131,2 trilhões de metros cúbicos. Do total de reservas provadas no ano de 2011, 74% do gás natural concentra-se em duas regiões: Oriente médio com 38,4% e Europa & Eurasia com 37,8%, vide Figura 4. Em se tratando da produção em 2011 a situação se altera, já que de um total de 3276,2 bilhões de metros cúbicos, o Oriente Médio contribui somente com 16%, enquanto a América do Norte participa com 26,5% e a Europa & Eurasia produz 31,6% do total. O consumo total mundial em 2011foi de cerca de 3222,9 bilhões de metros cúbicos e destes, 1964,9 bilhões de metros cúbicos foram consumidos pela Europa & Eurasia e pela América do Norte (BP, 2012).



Figura 4: Concentração de reservas provadas de gás natural por região.

#### Fonte: (BP, 2012)

No Brasil, as reservas provadas de gás natural no ano de 2010 alcançaram cerca de 417 bilhões de m<sup>3</sup>, um expressivo crescimento da ordem de 16,4% em relação ao ano anterior. O crescimento das reservas provadas de gás natural entre os anos de 1964 e 2010 está expresso pela Figura 5. Com relação a distribuição percentual das reservas provadas, o estado do Rio de Janeiro lidera (52,4%), seguido dos estados de São Paulo (11,8%) e Espírito Santo (10,6%), conforme Figura 6. (ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis, 2011).



Figura 5: Reservas provadas de gás natural no Brasil entre 1964 e 2010. *Fonte:* (ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis, 2011).



Figura 6: Distribuição percentual das reservas provadas de gás natural, segundo Unidades da Federação, em 31/12/2010.

Fonte: (ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis, 2011).

#### 2.2.3. Cadeia de produção do Gás Natural

A cadeia de produção do gás natural se divide em cinco etapas básicas: a exploração, a produção, o processamento, o transporte e a distribuição. A etapa inicial, exploração, consiste no reconhecimento de formações geológicas que sejam favoráveis ao acúmulo de petróleo e/ou gás natural, ou seja, essa fase conduz à descoberta dos reservatórios.

A partir de campos localizados no mar (offshore) ou em terra (onshore), o gás natural deve, a princípio, passar por equipamentos que retiram a água e separam do gás os hidrocarbonetos que estiverem em estado líquido, equipamentos estes denominados vasos separadores. Esse é o início da segunda etapa, a produção, considerada normalmente como atividade crítica dentro da cadeia. Logo em seguida, caso o gás esteja contaminado por compostos de enxofre, este deverá ser enviado para uma unidade de dessulfurização, onde será depurado. Uma parcela do gás é aproveitada ainda na produção, alimentando sistemas de geração de energia e em processos que aumentam a recuperação de petróleo dos reservatórios, tais como "reinjeção de gás" e "gas lift" (Santos, 2002).

Na etapa de processamento, o gás segue para as chamadas Unidades de Processamento de Gás Natural (UPGN) onde é desidratado, ou seja, retirado o vapor d'água, e fracionado, gerando os seguintes produtos (Santos, 2002):

Metano e etano, que formam o gás natural processado. Por vezes, o etano é separado do metano, para que, por exemplo, seja utilizado em unidades Gasquímicas:

Propano e butano, que formam o Gás liquefeito de petróleo (GLP);

Gasolina natural, que é um produto com características de gasolina, também conhecido como C5+.

A etapa de transporte do gás natural é também considerada crítica dentro do processo e pode ser realizada com o gás na forma líquida, gasosa ou adsorvida. No estado líquido, o gás natural pode ser transportado na forma de Gás Natural Liquefeito (GNL), processo em que o volume do gás é reduzido em cerca de 600 vezes e resfriado a uma temperatura de aproximadamente -162°C. Posteriormente é revaporizado, se fazendo necessária a utilização de equipamentos apropriados. A tecnologia de GNL se prova efetiva desde os anos de 1970, porém requer maquinário complexo e grandes unidades de refrigeração, como tanques criogênicos que tipicamente possuem 70 metros de diâmetro e 45 m de altura e armazenam até 135.000 m<sup>3</sup> de GNL (Mokhatab, Poe, & Speight, 2006).

Na forma gasosa, o transporte do gás natural pode feito em cilindros de alta pressão, na forma de Gás Natural Comprimido (GNC) ou por meio de dutos (gasodutos). No sistema de GNC, o gás é geralmente armazenado a uma pressão que varia entre 15 e 25 MPa (2400 e 3600 psi). É o tipo mais empregado para uso veicular, mas possui desvantagens como o alto custo de compressão e redução do espaço interno disponível dentro do veículo, causada pela utilização dos tanques de armazenamento (Franco, 2007).

O transporte de GN por meio de gasodutos se mostra um método muito conveniente, mas tem como desvantagem a pouca flexibilidade nas mudanças de direção da rede. Outro problema é que se o transporte de gás no gasoduto precisa ser interrompido, a produção e o recebimento muitas vezes também precisam ser interrompidos. Isso é causado pois o gás não pode ser facilmente armazenado, exceto, talvez, através de um incremento de pressão no gasoduto por um intervalo de tempo (Mokhatab, Poe, & Speight, 2006).

Entre os anos de 1996 e 2006, mais de 19.000 quilômetros de gasodutos foram construídos por ano ao redor do mundo, sendo que a maioria percorre mais de um país. Se há estabilidade política entre as nações envolvidas, os gasodutos podem ser capazes de proporcionar uma solução durável para o transporte de gás natural (Mokhatab, Poe, & Speight, 2006).

O gás natural na forma adsorvida (GNA) destaca-se principalmente como uma alternativa ao GNC e o GNL. A tecnologia de GNA baseia-se na adsorção de gás natural em materiais microporosos, como carvões ativados, a pressões relativamente baixas (3,5 a 4 MPa) e possui como benefícios uma boa flexibilidade no projeto, configuração e arranjo do tanque de armazenamento, maior segurança e uma redução nos custos em comparação ao GNC e GNL.

O GNA possui uma capacidade de armazenagem bem próxima ao GNC (2/3) com uma pressão menor (1/6). O fenômeno da condensação capilar do gás natural nos microporos do carvão adsorvente permite que mais gás seja armazenado do que ocorreria no armazenamento em fase gasosa. Devido às baixas pressões, tanques não cilíndricos podem ser construídos, maximizando o espaço útil do veículo. Menores custos são obtidos com a compressão, pois com uma pressão de abastecimento mais baixa, os veículos podem ser abastecidos diretamente das tubulações de gás e com menos riscos (Oliveira, 2004). A distribuição é a última etapa do processo e consiste na chegada do gás natural aos consumidores finais: indústrias, residências, comércio e automóveis. Nessa fase, geralmente a distribuição de gás se faz por meio de gasodutos de ferro fundido ou de polietileno, que estão submetidos a baixas ou médias pressões (4 a 20 atm). Entretanto, em lugares que possuem baixa disponibilidade de redes de gás o transporte do gás pode ser feito através de distribuição a granel via GNL ou ainda pelo GLP. Nesse patamar, o gás natural deve atender às normas legais vigentes, como por exemplo, possuir odorante a fim de se detectar possíveis vazamentos (Santos, 2002).

#### 2.2.4. Sistema de gasoduto nacional

Entende-se por infraestrutura de transporte de gás natural a rede de gasodutos que transporta o gás natural seco até os pontos de entrega às distribuidoras estaduais. Esta infraestrutura é composta por uma malha que escoa gás natural de origem nacional e outra que escoa produto importado, totalizando 9.426,3 km de rede, sendo que 69,2% da extensão são gasodutos operados pela TRANSPETRO e o restante pelas demais transportadoras atuantes no setor (Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S.A. – TBG), Transportadora Sulbrasileira de Gás – TSB, GasOcidente do Mato Grosso Ltda. – Gasocidente).

As autorizações dos gasodutos e instalações que transportam gás de origem nacional foram outorgadas à PETROBRAS e às transportadoras TRANSPETRO, Transportadora Associada de Gás S.A. (TAG), Nova Transportadora do Nordeste S.A. (NTN) e Consórcio Malhas Sudoeste e Nordeste (Consórcio Malhas), além da Transportadora GASENE S.A., e somam 6.516,3 km de extensão.

A malha de gasodutos que escoa produto importado é formada pelo Gasoduto Bolívia-Brasil (operado pela TBG), pelo Gasoduto Uruguaiana-Porto Alegre (trechos 1 e 3 – operado pela TSB) e pelo Gasoduto Lateral Cuiabá (operado pela Gasociente), perfazendo um total de 2.910,0 km.

Vale destacar o aumento da extensão da rede e da capacidade de transporte de gás natural ocorrido no ano de 2010, com a entrada em operação de diversos projetos de expansão da infraestrutura deste energético no país. Desses projetos destacam-se os empreendimentos integrantes do Projeto Malhas, PLANGÁS (Plano de Antecipação da Produção de Gás) e a expansão do Trecho Sul da GASBOL.

A Figura 7 abaixo mostra a evolução de gasodutos de transporte no país entre os anos de 1972 e 2011, e a Tabela 3 mostra a relação de gasodutos de transporte em processo de licenciamento ambiental na data de publicação da Lei nº 11.909/09 (ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis, 2011).



Figura 7: Evolução da malha de gasodutos de transporte - 1972 - 2011.

Fonte: (ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis, 2011).

Tabela 3: Relação dos gasodutos de transporte em processo de licenciamento ambiental na data de publicação da Lei nº 11.909/09.

Denominação do Gasoduto de Transporte	Nome ou Razão Social do Transportador	Data de Entrada do Pedido de Licenciamento Ambiental	Órgão Ambiental Responsável	Origem/Destino	Diâmetro (polegadas)	Extensão (km)
Gasoduto Brasil Central	Transportadora de Gás	28 de janeiro de 2008	IBAMA	São Carlos-	20	904
	do Brasil Central S.A			SP/Brasília-DF		
	TGBC					
Gasoduto do Amazonas	Transportadora de Gás	15 de novembro de 2008	IBAMA	Manaus-	20	410
	de Manaus S.ATGM			AM/Nhamundá-AM		
Gasoduto REPLAN-	TAG	02 de fevereiro de 2009	SMA-SP	Paulínia-SP/Barueri-	16	99
Barueri (GASBAR)				SP		
Gasoduto Distrito	TAG	06 de fevereiro de 2009	INEA-RJ	Itaguaí-RJ/Japerí-RJ	30	40
Industrial de Itaguaí-						
Japerí (GASTAJ)						
Gasoduto Centro Norte	Transportadora de Gás	10 de fevereiro de 2009	IBAMA	Anápolis-	20	1393
	do Pará S.ATGP			GO/Imperatriz-MA		
Gasoduto Ipojuca-	TAG	12 de fevereiro de 2009	CPRH-PE	Ipojuca-PE/Jaboatão-	12	34
Jaboatão				PE		
Gasoduto Estação de	TAG	20 de fevereiro de 2009	SMA-SP	Cubatão-SP/Cubatão-	12	6
Bombas de Cubatão				SP		
Gasoduto Guapimirim-	TAG	09 de maio de 2008	INEA-RJ	Guapimiram-	16	11
COMPERJ				RJ/Cachoeiras de		
				Macacu-RJ		

Fonte: (ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis, 2011).

## **3. MOTOR CICLO DIESEL**

## 3.1. CLASSIFICAÇÃO

Existem diversos tipos de motores Diesel. Eles podem ser classificados quanto:

A sua velocidade de rotação (Rache, 2004):

- Motores lentos: tem grande aplicabilidade em embarcações, em geradores de energia elétrica de grande capacidade, ou ainda em sistemas de bombeamento de água de emergência. Em geral, são de grande porte e trabalham em baixa rotação, duzentas a trezentas rotações por minuto. Motores desse tipo podem gerar grandes potências, a exemplo de alguns navios petroleiros que possuem até 50.000 HP;
- Motores de velocidade média ou motores veiculares: são utilizados em caminhões, máquinas da construção civil, máquinas agrícolas e até em locomotivas de pequeno porte. São os motores Diesel mais utilizados em todo o mundo, graças à sua gama de aplicações. Sua rotação varia entre 1.500 a 2.800 rotações por minuto;
- Motores rápidos ou motores veiculares para uso em automóveis: por sua vez, os motores Diesel rápidos são utilizados geralmente em automóveis de passeio, já que podem funcionar em até 5.400 rotações por minuto.

Quanto ao sistema de injeção (Kates & Luck, 2003):

- Motores de injeção mecânica: acionada pelo próprio motor, uma bomba comprime o combustível líquido a uma grande pressão enviando-o ao injetor, que por sua vez pulveriza o óleo Diesel na câmara. É o sistema mais utilizado em automóveis e o componente responsável pela injeção de combustível é denominado bomba injetora;
- Motores de injeção Pneumática: contam com o auxílio de ar comprimido para a pulverização e injeção do combustível para dentro do cilindro;
- Motores de injeção eletromecânica.

Quanto a sua aplicação:

- Estacionários;
- Industriais;
- Veiculares;
- Marítimos.

#### 3.2. FUNCIONAMENTO DO MOTOR DIESEL

O motor Diesel, tal como qualquer motor de combustão interna, transforma a energia térmica da combustão do combustível em energia mecânica, ou energia de movimento. Proposto em 1890 por Rudolph Diesel, o que distingue o motor que funciona sob o ciclo Diesel de outros motores é a ignição espontânea da mistura ar-combustível sob alta pressão. Por isso, esses motores também podem ser chamados de motores de ignição por compressão (ICO).

Sobremaneira, motores que operam sob ciclo Diesel podem obter uma compressão consideravelmente maior que outros motores, os quais estão sujeitos a sensibilidades causadas pela ignição externa. São ainda, motores que apresentam um alto grau de eficiência geral, principalmente nas máquinas que funcionam com velocidade lenta de rotação. Essas podem facilmente atingir 50% de eficiência.

Uma singularidade desse motor é sua capacidade de girar nos dois sentidos, bastando-se realizar uma pequena alteração no mecanismo de injeção e de comando de válvulas. Essa característica se mostra importante em navios que utilizam motores Diesel de grande porte, e precisam inverter o movimento das pás, reduzindo o custo com redutores especiais.

Oura característica específica de motores Diesel é ser auto-acelerado. Acima de determinada velocidade, ele tem a tendência de acelerar-se continuamente sem ações externas. Essa condição denominada como "disparo" deve ser evitada utilizando-se um mecanismo que controle sua velocidade, pois além de uma possível danificação o motor Diesel não se mostra eficiente em regimes elevados. Altas rotações implicam em redução dos tempos de injeção e combustão, que não podem ser reduzidos abaixo de determinado limite.

A correta mistura ar-combustível é essencial ao processo de combustão. Esta é feita pela combinação do hidrogênio e o carbono contidos no óleo com o oxigênio contido no ar, em uma reação química. Para que essa reação ocorra perfeitamente, é necessário que uma quantidade definida de óleo se combine com outra definida de ar. A relação entre essas quantidades variam em função do regime de funcionamento do motor, mas geralmente se encontra entre 23 a 30 partes de ar para uma parte de óleo (Rache, 2004).

Esses motores podem operar em ciclos mecânicos de dois ou de quatro tempos, porém a grande maioria trabalha à ciclos quatro tempos. Na Figura 8 vemos a ilustração dos tempos de operação deste.



Figura 8: Ciclo de 4 tempos.

Fonte: (Chollet, 1981).

Onde:

"PMS" é o ponto morto superior;

"PMI" é o ponto morto inferior;

"A" é a válvula de admissão e;

"E" é a válvula de escape.

Primeiro tempo (admissão): nesse tempo a válvula de admissão está aberta e a válvula de escape está fechada. Acionado pela biela e pelo virabrequim, o pistão afasta-se do cabeçote e cria uma depressão provocando a aspiração de certa quantidade de ar que fica retido entre o PMS e o PMI.

Segundo tempo (compressão): a válvula de admissão e de escape mantem-se fechadas. A partir do efeito de energia cinética acumulada pelo volante, o pistão sobe do PMI ao PMS. Ao final deste 2° tempo, o virabrequim efetuou uma rotação completa e o ar fica retido na câmara de compressão sob alta temperatura e alta pressão.

Terceiro tempo (explosão ou tempo de trabalho): A injeção do combustível em gotículas efetua-se ao final do segundo tempo, pouco antes de o pistão alcançar o PMS. As válvulas de admissão e escape continuam fechadas. A inflamação de toda a massa da mistura ar-combustível provoca uma considerável elevação de temperatura, o que desencadeará um grande aumento de pressão. Essa pressão obriga o pistão a se movimentar do PMS ao PMI, transmitindo deste modo ao virabrequim uma força motriz favorável à rotação.

Quarto tempo (escape): A válvula de escape se abre ao final do terceiro tempo. A partir desse momento, os gases queimados são descarregados para a atmosfera de modo espontâneo. A sua expulsão completa se dá durante todo o espaço de tempo em que o pistão sobe do PMI ao PMS, movimento este, possível ao acúmulo de energia cinética pelo volante do motor no tempo anterior.

Percebe-se então que o ciclo mecânico de quatro tempos exige duas rotações no virabrequim (720°) e só fornece força motriz durante o terceiro tempo, pelo que há necessidade de acionar o motor por meio de uma força externa. Os primeiro, segundo e terceiro tempos absorvem energia mecânica, o que exige o uso de um volante de inércia ligado ao motor (Chollet, 1981).

A medida do quanto o ar é comprimido entre o PMI e PMS, taxa de compressão teórica (r/c), também requer atenção para o correto funcionamento do motor Diesel. A Figura 9 mostra que altas taxas de compressão são uma pré-condição para se obter boa potência e economia de combustível. Ao mínimo, motores diesel precisam de uma r/c em torno de 16:1 em partidas a frio. Vê-se que o rendimento térmico cresce à medida que a taxa de compressão aumenta, porém, fatores como o atrito entre os componentes mecânicos impõem um limite superior da ordem de 24:1 à r/c (Dempsey, 2008).



Figura 9: Relação entre taxa de compressão teórica e coeficiente térmico.

Fonte: (Dempsey, 2008).

## 3.3. ALIMENTAÇÃO DO MOTOR DIESEL

O motor que funciona sob o ciclo Diesel tem constituição muito parecida com o motor que funciona sob o ciclo Otto. As principais diferenças estão no sistema de alimentação do motor, o sistema de injeção, que pode ser do tipo mecânico ou eletrônico.

#### 3.3.1. Sistemas mecânicos de alimentação

Sistemas inteiramente mecânicos de alimentação foram utilizados até meados dos anos de 1980, quando fabricantes voltaram-se aos computadores a fim de se obter um controle mais preciso da injeção. Hoje, os sistemas mecânicos continuam a ser utilizados em aplicações específicas como máquinas agrícolas, da construção civil e também em aplicações marítimas (Dempsey, 2008).

A Figura 10 abaixo apresenta um esquema dos componentes principais: bomba injetora, bicos injetores, reservatório de combustível, filtros e tubulação.



Figura 10: Representação em corte do sistema de alimentação do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

Fonte: (Garrine, 2006).

Onde:

Bico injetor; 2. Filtro principal; 3. Válvula limitadora da pressão; 4. Filtro suplementar; 5.
 Bomba de injeção; 6. Excêntrico de comando da bomba de injeção; 7. Excêntrico de comando da bomba de alimentação; 8. Válvula de comando da bomba de alimentação; 9. Bomba de alimentação;
 Pistão da bomba de alimentação; 11. Válvula de admissão bomba de alimentação; 12. Depósito de Diesel; 13. Filtro de tomada.

• Bombas de injeção

As bombas injetoras são classificadas como bombas em linha e rotativas. As bombas injetoras em linha normalmente são utilizadas em motores com elevadas taxas de compressão. Essas bombas injetoras tem um eixo de comando que é acionado pelo comando de válvulas do motor ou por um sistema de transmissão tal que mantenha a injeção do combustível sincronizada com o movimento dos cilindros. As bombas injetoras em linha possuem elementos de bomba em número igual ao número de cilindros do motor e cada elemento é constituído por um pistão e um cilindro, como na Figura 11.



Figura 11: Bombas injetoras em linha.

Fonte: Apostila técnica Bosch. Bombas injetoras PE e PF.

O motor que utiliza esse tipo de bomba deve possuir um cárter que suporte os cilindros da bomba, o eixo de distribuição e seus mancais e a cremalheira de comando de orientação conjugada com cada pistão. As bombas de injeção rotativas geralmente são utilizadas nos motores de baixa potência específica e para automóveis. Permitem um rápido funcionamento e dimensões inferiores às bombas de injeção em linha. A distribuição do combustível efetua-se a partir de êmbolos de movimento alterado que distribuem o combustível para cada um dos injetores do motor através de um distribuidor. Durante o funcionamento, todas as suas peças são lubrificadas pelo próprio combustível que segue para os injetores, não necessitando de qualquer lubrificação suplementar. Os principais componentes dessa bomba estão representados na Figura 12.



Figura 12: Bombas injetoras rotativas.

Onde:

- Válvula reguladora da pressão no interior da bomba; 2. Regulador do fluxo de combustível a ser injetado; 3. Válvula de retorno de combustível ao depósito; 4. Cabeça hidráulica e pistão distribuidor; 5. Bomba de alimentação aletada; 6. Variador de avanço; 7. Disco; 8. Válvula eletromagnética de parada.
- Injetores

A missão do bico injetor pode ser definida de modo sucinto como sendo uma válvula de retenção, que somente se abre a sob pressões muito precisas e altas, deixando nesse momento que seja introduzido certa quantidade de combustível enviada pela bomba, ao interior da câmara de combustão (Vicente, 1987).

Existem vários tipos de injetores mecânicos, e seus furos de injeção podem variar 1 a mais de 4 furos, colocados em posições específicas que tem por objetivo alcançar a forma do jato de óleo mais adequada. Este jato varia em função da câmara de combustão. Os dois tipos mais comuns de injetores são os de orifícios (ou DL) ou de agulhas (tipo DN).

Os injetores DL tem dois ou mais orifícios, trabalham a altas pressões e são empregados em motores de injeção direta. Na parte da câmara, dispõem de uma válvula de agulha para vedar os orifícios. Na Figura 13 está representado um injetor desse tipo. Já os injetores agulhas, também chamados tipo talão, são empregados em motores de injeção indireta e podem ter jato convergente ou divergente (Rache, 2004).



Figura 13: Injetor de orifícios.

Fonte: (Rache, 2004).

• Regulador de Velocidade

A rotação de um motor de ignição por compressão varia mesmo que se mantenham fixos os elementos de comando da bomba injetora. Portanto, faz-se necessária a utilização de um regulador que estabilize a rotação do motor. Existem diversos tipos de reguladores, que podem atuar em todos os regimes de funcionamento do equipamento, somente em marcha lenta ou somente em plena carga. Normalmente são utilizados reguladores para marcha lenta e para plena carga nos veículos, já que o próprio condutor faz o controle de rotação ou velocidade.

Abaixo, a Figura 14 mostra os componentes de um regulador mecânico baseado no princípio da força centrífuga e da ação de molas.


Figura 14: Regulador centrífugo RQ.

Fonte: Folder Bosch.

## 3.3.2. Sistemas eletrônicos de alimentação

A eletrônica fez com que o motor Diesel deixasse de ser utilizado apenas como uma ferramenta industrial de força. São inúmeros os casos de aplicações refinadas desse motor, chegando a ser utilizado até em automóveis de alto luxo. Muito do esforço para essa transformação foi feito na Europa e principalmente por Robert Bosch GmbH.

Atualmente, o principal componente de sistemas desse tipo é o Common Rail Direct Injection (CRDI ou CR), que é um sistema de injeção direta de combustível Diesel sob alta-pressão. Desde os anos de 1960 engenheiros tem realizado trabalhos de atualização em sistemas CR, usando injetores controlados por computador e altíssimas pressões de combustível, o que possibilitou a ampla utilização desse motor (Dempsey, 2008).

Nesse sistema, a geração de pressão e a injeção de combustível são separadas, o que significa que a bomba gera pressão que está disponível para todos os injetores através de um tubo distribuidor (flauta). Esta pressão pode ser controlada independente da rotação do motor. A pressão do combustível e início e fim da injeção são precisamente calculados pela unidade de comando a partir de informações obtidas nos diversos sensores instalados no motor. Assim, o sistema proporciona excelente desempenho, menor consumo de combustível, baixo ruído e a mínima emissão de gases poluentes.

A Figura 15 abaixo mostra os componentes básicos de um moderno sistema Common Rail: (1) bomba de alta pressão, (2) tubo distribuidor (flauta rail), (3) injetor e (4) módulo de comando.



Figura 15: Componentes básicos de um sistema Common Rail moderno.

Fonte: (Dempsey, 2008)

## 3.4. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO MOTOR DIESEL

Na definição de um ciclo termodinâmico o fluido que realiza o trabalho, sofrendo uma série de processos, deve no final do ciclo retornar ao seu estado inicial. Em um motor de combustão interna isso não ocorre, embora seja possível a idealização de um meio pelo qual o mesmo funcione sob um ciclo termodinâmico.

Mesmo com as diferenças entre os processos de um ciclo termodinâmico e os processos que acontecem em um motor de combustão interna, podem-se obter conclusões idênticas para cada um dos sistemas. Em um ciclo, a adição de calor deve ser efetuada a máxima temperatura possível e em um motor de combustão interna a ignição deve-se iniciar na máxima temperatura realizável, reduzindo a irreversibilidade da reação química. Para a máxima eficiência térmica, o motor de combustão interna e o ciclo termodinâmico devem operar entre a máxima e a mínima temperatura possíveis. Por fim, tanto em um motor de combustão interna quanto em um ciclo, a expansão deveria prosseguir até a mínima temperatura possível. Tudo isso permite que a análise de um motor de combustão interna como se o mesmo operasse dentro de um ciclo, onde o processo de combustão pode ser equipado ao de transferência de calor.

No ciclo Diesel, o calor é fornecido à pressão constante. Na Figura 16-a), temos o diagrama teórico produzido pelo funcionamento desse sistema. No processo 2-3 acontece a admissão de calor efetivo a pressão constante, curva isobárica. Os processos 1-2 e 3-4 são constituídos por adiabáticas e o processo 4-1 está compreendido em uma isovolumétrica. A diferença entre o ciclo do motor a compressão e o motor de ignição por centelha (ciclo Otto) é a introdução de calor a pressão constante, ao invés de ser a volume constante.

No caso ideal, Figura 16: Diagrama P-V do processo termodinâmico do motor que funciona segundo o ciclo Diesel.

)-a) a injeção começaria imediatamente no fim da compressão e a quantidade de combustível injetado estaria de acordo com o movimento do pistão, afim de que a pressão do cilindro se mantivesse constante. A combustão teria início logo que o combustível pulverizado entrasse em contato com o ar quente.

Já no caso real, Figura 16-b), quando em cargas reduzidas, o motor Diesel funciona aproximadamente com ciclos de combustão a volume constante e em grandes cargas considera-se ciclos de combustão mistos. Aqui, os processos 1-5 e 5-1 referem-se à liberação dos gases de escape e admissão do ar, respectivamente (Vicente, 1987).



Figura 16: Diagrama P-V do processo termodinâmico do motor que funciona segundo o ciclo Diesel. *Fonte:* (Garrine, 2006).

O rendimento térmico teórico para o motor do ciclo Diesel pode ser determinado por (Franco, 2007):

$$\eta_{ttDiesel} = 1 - \frac{1}{k \cdot (r)^{k-1}} \cdot \left(\frac{\varphi^k - 1}{\varphi - 1}\right) \tag{3}$$

Onde:

 $\eta_{ttDiesel}$  é o rendimento térmico do motor Diesel;

k é a relação entre os calores específicos  $\left(\frac{C_p}{C_n}\right)$ ;

 $\varphi$  é a taxa de expansão a pressão constante.

## 3.5. EMISSÃO DE POLUENTES

Grande parte das emissões brasileiras de gases poluentes é emitida a partir de motores de combustão interna de uso rodoviário. Para determinados poluentes como óxidos de nitrogênio (NOx) e material particulado (MP) o motor Diesel tem correspondido a maior parte das emissões, vide Figura 17 e Figura 18.



Figura 17: Emissões estimadas de NOx por categoria de veículo.

Fonte: (IBAMA, 2011)



Figura 18: Emissões estimadas de material particulado por categoria de veículo. *Fonte*: (IBAMA, 2011)

Analisando-se também a contribuição relativa de cada combustível para a emissão de  $CO_2$  no Brasil, vê-se que o óleo Diesel do petróleo detém uma grande parcela das emissões. Pela Figura 19, do total de emissões do setor de transporte rodoviário em 2009, 53% veio da queima de óleo Diesel de origem fóssil, 2% do biodiesel, 26% da gasolina, 17% do etanol e 2% do GNV.

Ao projetar para 2020, as participações individuais poderão se alterar. A possível redução das emissões da gasolina e crescimento das emissões do álcool hidratado estão associados à rápida ascensão da frota de veículos bicombustíveis e mercado favorável ao etanol em anos recentes. Para esse ano, a projeção mostra que serão aproximadamente 196 milhões de toneladas de emissões de CO<sub>2</sub> na atmosfera, das quais 131 milhões de toneladas estão associadas ao Diesel.



Figura 19: Emissões de CO2 por tipo de combustível.

Fonte: (IBAMA, 2011).

Com o objetivo de controlar e reduzir a contaminação atmosférica por fontes móveis (veículos automotores) o Conselho Nacional de Meio Ambiente (CONAMA) criou os Programas de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores: PROCONVE referente aos automóveis, PROMOT para motocicletas, fixando prazos, limites máximos e emissões e estabelecendo exigências tecnológicas para veículos automotores, nacionais e importados (IBAMA, 2011).

Para veículos do ciclo Diesel, são definidos no Relatório do ar do estado de São Paulo 2009, CETESB (2010), os fatores de emissão médios para motores gerados nos ensaios de homologação segundo os ciclos estabelecidos nas normas técnicas ABNT – NBR 14489 e ABNT – NBR 15634. As emissões são medidas em termos da massa de poluentes gerados por unidade de trabalho realizado pelo motor, expressas em  $g_{poluente}/kWh$ , conforme mostrado na Tabela 4.

Fase do PROCONVE	СО	NMHC	NO <sub>x</sub>	MP
Pré-PROCONVE, P1 e P2	1,86	0,68	10,70	0,660
Р3	1,62	0,58	6,55	0,318
P4	0,85	0,29	6,16	0,120
Р5	0,83	0,16	4,67	0,078
Р7	0,83	0,16	1,80	0,018

Tabela 4: Fatores de emissão de CO, NMHC, NOx, e MP para motores Diesel por fase PROCONVE, em gpoluente/kWh.

Fonte: (MMA, Ministério do Meio Ambiente, 2011)

No que se refere aos motores da última fase, P7, adotados a partir do primeiro dia do ano de 2012, assumiu-se que os fatores de emissões para CO e NMHC mantêm-se os mesmos dos motores P6 e os fatores de emissões para  $NO_x$  e MP correspondem a 90% dos limites legais estabelecidos (MMA, Ministério do Meio Ambiente, 2011).

# 4. TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

No Brasil as legislações ambientais se mostravam inexistentes ou ineficazes até o início da década de 1990. O foco principal em desenvolvimento de motores era o desempenho, fazendo com que a redução de consumo tivesse papel secundário. Este passou a ganhar espaço ao passo que o preço internacional do barril de petróleo subira.

Com o aumento da densidade demográfica nos grandes centros, os habitantes passaram a sofrer com problemas gerados pela emissão de poluentes associada à crescente frota de veículos. Assim, o desenvolvimento de motores passara a ser pautado pelos critérios de potência, consumo e emissão de gases poluentes.

O controle da emissão de poluentes apresenta diversos graus de severidade, que são estipulados pelo desenvolvimento econômico de cada país e pelo impacto que o poluente causa ao meio ambiente. Por meio de acordos, frequentemente esses graus são revistos e tornam-se mais severos. Por isso, tecnologias de conversão de motores de combustão interna capazes de reduzir a emissão de poluentes devem ser avaliadas (Bet, 1991) (Franco, 2007) (CONCEIÇÃO, 2006).

Ao longo do tempo a indústria automobilística desenvolveu tecnologias de conversão de motores que utilizam combustíveis líquidos para motores que funcionam com combustíveis secundários, no caso, gasosos (motores híbridos). As principais tecnologias são: motores Dual-fuel, motores Gás Natural veicular dedicado e Ottolisação.

#### 4.1. Tecnologia de gás natural veicular dedicado

Os motores a gás natural veicular (GNV) dedicado funcionam exclusivamente a gás natural. Nos motores que funcionam sob ciclo Otto e são convertidos a GNV dedicado, deve-se observar algumas particularidades. O sistema de arrefecimento deve estar limpo e em perfeito funcionamento, já que quando operando com combustíveis gasosos não há remoção do calor como quando operando com combustíveis líquidos: neste existe transferência de calor do carburador e do coletor de admissão, para vaporizar o combustível.

Como segunda particularidade o gás admitido ocupa um volume maior se comparado aos combustíveis líquidos, o que gera perda de potência da ordem de 10%. São registradas menores taxas de desgaste em motores GNV do que quando operando somente com gasolina, pois a combustão gera pequena formação de carbono. Sob acompanhamento laboratorial, o período de troca de óleo pode ser aumentado já que o óleo lubrificante não é contaminado por resíduos de fuligem nem sofre diluição (CONCEIÇÃO, 2006).

#### 4.2. Tecnologia de Ottolisação

A tecnologia de Ottolisação se dá pela substituição completa do óleo diesel pelo gás natural, assim o motor deixa de trabalhar sob o ciclo Diesel e passa a operar sob o ciclo Otto. Essa tecnologia de conversão exige uma grande intervenção no motor original, sendo necessária uma alteração completa dos sistemas de injeção de combustível.

Essa mudança se deve ao fato do motor a GN trabalhar a uma taxa de compressão mais baixa, comparativamente ao motor original. A bomba injetora assim como os bicos injetores devem ser retirados e, deve ser feita a troca e/ou usinagem de peças como o eixo de comando de válvulas, pistões e cabeçotes. Faz-se necessária a instalação de um sistema de ignição com velas próprias para o gás natural, portanto o motor deixa de trabalhar com ignição por compressão e começa a trabalhar com ignição por centelha, daí a denominação Ottolisação (Gutiérrez, 2011).

Por ser uma conversão mais bem detalhada e geralmente específica, esse tipo de tecnologia possibilita que o motor trabalhe nos mesmos regimes de torque e potência do motor original. Porém, a complexidade e custo da conversão faz com que a tecnologia se torne inviável. Devido à enorme diferença entre o funcionamento do ciclo de ignição por compressão e o ciclo Otto, é praticamente impossível o aproveitamento dos sistemas de injeção eletrônica dos novos motores Diesel no processo de Ottolisação (Gutiérrez, 2011).

#### 4.3. Tecnologia Dual-Fuel

O motor Dual-fuel é um motor que funciona tanto exclusivamente com óleo Diesel quanto simultaneamente com óleo Diesel e gás natural. Em geral, o gás natural substitui o óleo Diesel na faixa de 30 a 80% em volume.

No motor Dual-Fuel um jato piloto de Diesel inicia a combustão de uma mistura ar/GN previamente comprimida e aquecida. Ou seja, um motor que opera nesse regime aspira e comprime uma mistura ar/gás natural e inicia a combustão somente quando uma pequena parcela de óleo diesel é injetada no cilindro. A partir do momento em que se inicia a combustão, o processo se torna bastante semelhante ao registrado em motores de ignição por centelha.

Diversos fatores favorecem o uso do gás natural em motores de ciclo Diesel, entre eles pode-se destacar a elevada temperatura de auto-ignição (620°C), garantindo-se que o combustível suporte alta compressões e só entre combustão na presença do Diesel.

A conversão é realizada por meio da instalação de um "kit" sem a necessidade de mudanças na estrutura original do motor, o que implica em menor custo de investimento e uma maior flexibilidade de utilização dos combustíveis. A qualquer momento, o motor pode retornar ao estado de funcionamento original apenas retirando-se o "kit" (Franco, 2007).

Entre alguns benefícios dos motores Dual-fuel, estão (Franco, 2007) (CONCEIÇÃO, 2006) (Bet, 1991):

- Possibilidade de se utilizar Diesel puro ou Diesel e GN simultaneamente;
- Aproveitamento do alto rendimento do motor Diesel;
- Maior autonomia do veículo;
- Pequenas alterações no motor;
- Flexibilidade no abastecimento e valor de revenda adequado;
- Menor custo de manutenção do que dos motores exclusivamente movidos a GN;
- Valores de potência e torque próximos aos do motor Diesel original, quando em cargas superiores a 50%.

## **5. MOTOR CICLO DUAL-FUEL**

## 5.1. FUNCIONAMENTO E COMBUSTÃO NO MOTOR MOTOR DUAL-FUEL

No motor Diesel que funciona tradicionalmente, toda liberação de energia provém unicamente do óleo Diesel injetado no cilindro. No caso de motores Dual-fuel, grande parte da energia de combustão é conseguida pela combustão da queima do gás. Faz-se necessário apenas uma pequena injeção de Diesel para que ocorra ignição da mistura ar-gás natural. Normalmente são verificadas boas taxas de substituição, da ordem de 60 a 70% (Bet, 1991) (Franco, 2007).

A diferença fundamental entre o motor por compressão tradicional e o que opera no modo dieselgás está na quantidade de óleo diesel injetado. Ao se avaliar essa variação de utilização do combustível líquido, necessária à flexibilidade do motor para utilização de mistura ou somente Diesel, percebe-se o quanto a combustão nesse motor se torna complexa.

A ignição da mistura ar-gás acontece quando se inicia a ignição do jato piloto e uma descrição deste processo se torna importante. A "atmosfera" ao redor de uma partícula de evaporação nas bordas do jato principal de um motor Dual é uma mistura de gás e vapor do combustível líquido, em proporções variadas com o ar. Aumentando-se as distâncias entre os centros das partículas, a concentração de vapor é significativamente reduzida e as temperaturas tendem a aumentar na direção da carga principal. A ignição será governada principalmente pelas concentrações relativas entre o vapor do combustível piloto e do combustível gasoso e pela temperatura local e suas variações com o tempo, ocorrendo então inicialmente onde a taxa de reação global é maior (Bet, 1991).

Em misturas corretas, as frentes de chama varrem todas as partes do cilindro com uma taxa de liberação de calor muito alta e com uma queima adequadamente correta, o que diminui a emissão de monóxido de carbono (CO).

Os motores Duais frequentemente apresentam dois principais problemas (Bet, 1991):

- Mudança do regime de deflagração para o de detonação;
- Queima incompleta do combustível gasoso, em misturas pobres nas cargas mais leves.

De modo menos frequente, esse motor também pode apresentar falha na combustão do combustível gasoso por efeito de uma mistura excessivamente rica. Essas três características impõem limites à correta operação desse motor.

A utilização de misturas pobres em motores Dual-fuel acarreta em um acentuado aumento da emissão de monóxido de carbono, comparativamente ao observado em motores Diesel sob o mesmo regime de funcionamento. Igualmente, a densidade de fuligem emitida também é maior quando em misturas pobres, entretanto menor que em um motor Diesel (Bet, 1991).

Pode-se explicar esse fenômeno com base em evidências experimental: em misturas pobres, a propagação a partir de vários centros de ignição não se estende corretamente por todas as partes do cilindro e; mesmo que o gás esteja corretamente disperso, parte dele não sofrerá combustão, elevando as emissões de CO (Bet, 1991).

O fenômeno de detonação, assim como a utilização de misturas pobres, também é bastante prejudicial ao motor. As temperaturas e pressões atingidas em motores com altas taxas de compressão são elevadas e podem atingir picos extremos no momento da ignição do jato piloto. Caso ultrapassem certos limites, a mistura ar/gás não queimada se inflamará causando a detonação. Com a diminuição da velocidade do motor, verifica-se também um aumento de tendência à detonação (CONCEIÇÃO, 2006).

Para que sejam atingidos elevados níveis de substituição do óleo Diesel pelo gás natural, a quantidade de combustível debitado na injeção piloto deve ser reduzida ao mínimo. Porém, o óleo diesel injetado na câmara de combustão funciona também como refrigerante do bico injetor, o qual não pode suportar temperaturas superiores àquelas recomendadas pelo fabricante do motor. Há uma tendência de elevação da temperatura dos bicos injetores para a aplicação de gás natural com tecnologia Dual-fuel, por isso, os sistemas devem utilizar em qualquer condição uma injeção piloto mínima da ordem de 5% do débito verificado pela potência nominal do motor (CONCEIÇÃO, 2006).

Entretanto, devido à acentuada redução das formações de carbono e materiais particulados durante a combustão (vide tópico 6.4), os motores que utilizam gás natural como combustível principal mantém-se em boas condições de limpeza, o que reduz seu desgaste natural. Em um motor Diesel convencional o combustível líquido contribui para a remoção da película de óleo lubrificante do cilindro, processo degradante que é bastante reduzido em um motor Dual-fuel.

## 5.2. SISTEMAS DE CONVERSÃO DUAL-FUEL

Os sistemas de conversão Dual-fuel passaram por uma evolução tecnológica que teve como principal objetivo aperfeiçoar a injeção de óleo diesel e de gás natural para o motor de forma ótima. Em vista disso, são constatadas quatro gerações de conversores:

i. Primeira geração

O sistema de dosagem de ar/gás natural era feito por um venturi calibrado e a quantidade de diesel ajustada mecanicamente. A substituição do óleo Diesel pelo gás natural era baixa, pois o sistema não respondia adequadamente às mudanças de regimes de operação.

Os sistemas da primeira geração de conversores Dual-fuel eram constituídos dos seguintes componentes básicos:

- 1. Sistema de abastecimento e armazenamento de gás sob alta pressão ou liquefeito;
- 2. Sistema de redução ou evaporação do gás;

- 3. Sistema de redução do débito de óleo diesel;
- 4. Sistema de dosagem e mistura ar/gás natural.

Abaixo, a Figura 20 mostra a disposição desses componentes ao motor Diesel.



Figura 20: Diagrama de funcionamento de um Kit Dual-Fuel de 1ª geração.

Fonte: (Lastres, 1988).

#### ii. Segunda geração

O sistema de conversão Dual-fuel de segunda geração ainda apresentava o venturi calibrado na alimentação de gás natural, porém a dosagem de óleo diesel era feita eletronicamente. Sensores eletrônicos forneciam informações a uma central eletrônica, que por sua vez encarregava-se de fazer a injeção-piloto do combustível líquido da maneira mais adequada em função da condição de operação do motor (MACHADO, 1996).

A Figura 21 apresenta um esquema de funcionamento do kit de conversão Dual-fuel de segunda geração.



Figura 21: Esquema de funcionamento do kit de conversão Dual-fuel de segunda geração.

Fonte: Delphi (2005).

#### iii. Terceira geração

O sistema de conversão de motores Duais de terceira geração possui controle eletrônico das injeções de óleo diesel e de gás natural, sendo também "closed-loop", ou seja, a formação da mistura também é controlada em função de um monitoramento das condições dos gases de escapamento. Esse monitoramento é feito por uma sonda especial denominada sonda lâmbda. A inovação dessa geração em relação a anterior é o controle eletrônico da injeção de gás natural (MACHADO, 1996).

A Figura 22 mostra um esquema dos componentes de um conversor Dual dessa geração.



Figura 22: Componentes conversor Dual-fuel de 3ª geração.

Fonte: (BOSCH, 2010).

#### iv. Quarta geração

A quarta geração desses conversores, ainda em pesquisas, conta com o emprego de um único injetor para o óleo diesel e o gás natural. A empresa Cummins Westport vem desenvolvendo pesquisas para a disponibilização de motores capazes de trabalhar com a injeção simultânea de diesel e gás natural. A denominação da tecnologia empregada pela empresa é *High Pressure Direct Injection* (HPDI) e consiste na injeção de gás natural sob alta pressão no fim do tempo de compressão do motor. O jato piloto de óleo Diesel é injetado imediatamente depois do GN, providenciando a ignição (Cummins Westport, 2003).

Nesse sistema existe um controle independente do tempo de injeção e dosagem de cada combustível fazendo com que o motor tenha um desempenho e emissão de poluentes otimizados em toda a faixa de rotação do motor. Segundo o fabricante, a capacidade de torque de um motor com essa tecnologia é de 10 a 30% maior e o funcionamento é menos sensível a variação da composição do gás. As emissões desse motor podem diminuir em até 40% em NOx, 60% em materiais particulados e 20% em CO<sub>2</sub>, comparativamente a um motor Diesel convencional (Cummins Westport, 2003).

Contudo, alguns equipamentos especiais devem ainda ser desenvolvidos para o tratamento de gás a alta pressão, como a bomba e o vaporizador de gás natural, Figura 23). O fabricante informa ainda que não é possível que o motor funcione apenas com óleo Diesel (Cummins Westport, 2003).

A Figura 23 mostra um esquema de um bico injetor desse tipo.



Figura 23: Sistema Dual-Fuel de 4ª geração.

Fonte: (Cummins Westport, 2003).

## 5.3. ANÁLISE TERMODINÂMICA DO MOTOR DUAL-FUEL

O processo de combustão em um motor Dual-fuel apresenta maior complexidade em relação ao que ocorre no motor Diesel, sendo caracterizado essencialmente pela rápida compressão da mistura argás em uma condição inferior à de auto-ignição. Essa mistura entra em ignição somente após a injeção do óleo Diesel (combustível com baixa temperatura de auto-ignição), o que ocorre próximo ao ponto morto superior do pistão.

O gás natural, gasoso à temperatura ambiente, é o combustível primário e controla a potência desenvolvida. O óleo Diesel é o combustível secundário, funciona apenas como combustível piloto e pouco contribui com a produção de potência.

Um ciclo termodinâmico hipotético para o motor Dual é representado pelos diagramas "Ts", em (a), e "pv", em (b), da Figura 24 (Bet, 1991).



Figura 24: Ciclos "Ts" e "Pv", motor Dual-fuel.

A transformação parcial que ocorre de "a" para "b" é caracterizada por uma compressão isoentrópica. Vê-se que ocorre compressão do volume  $V_a$  para  $V_b$  e aumento da pressão de  $P_a$  para  $P_b$ , consumindo trabalho  $L_{ab}$  sem que haja rejeição de calor. A temperatura aumenta passando de  $T_a$  para  $T_b$ . No ciclo mecânico, esse processo corresponde à compressão da mistura ar-gás até uma temperatura superior à de auto-ignição do óleo diesel.

Entre os pontos "b" e "c" ocorre uma adição de calor isobárico, na pressão  $P_{bc}$ . Ocorre expansão de  $V_b$  para  $V_c$  acompanhada com o fornecimento de calor  $Q_{A1}$ , que deve ser suficiente para manter a pressão constante. A temperatura se eleva de  $T_b$  para  $T_c$ . No motor real corresponde ao período de injeção do combustível líquido sucedido pela ignição da mistura ar-gás.

Fonte: (Bet, 1991).

Uma adição de calor isovolumétrica sob volume  $V_{cd}$  acontece entre os pontos "c" e "d". Nesse processo a pressão eleva de  $P_c$  para  $P_d$  e a temperatura de  $T_c$  para  $T_d$ , enquanto calor  $Q_{A2}$  é fornecido. A partir deste momento, todo o combustível proveniente do jato piloto já foi consumido e o ciclo segue como em um motor de ignição por compressão comum.

Entre os pontos "d" e "e" ocorre expansão isoentrópica do volume  $V_d$  a  $V_e$ , enquanto ocorre quedas de pressão,  $P_d$  para  $P_e$ , e temperatura,  $T_d$  para  $T_e$ . Sem que haja um fornecimento de calor, é realizado um trabalho  $L_{de}$ . No motor real, corresponde à expansão dos gases de combustão.

Finalmente, entre os pontos "e" e "a" ocorre com volume  $V_{de}$  uma rejeição de calor isovolumétrica. O calor  $Q_R$  é rejeitado, a pressão e a temperatura decrescem de  $P_e$  para  $P_a$  e  $T_e$  para  $T_a$ , respectivamente. Relaciona-se aos processos de descarga dos gases queimados e admissão de nova mistura (Bet, 1991).

O rendimento térmico teórico para o motor Dual-fuel pode ser determinado por (Franco, 2007):

$$\eta_{ttDual} = 1 - \left(\frac{1}{(r)^{k-1}}\right) \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \varphi^k - 1}{k(\varphi - 1) + \varphi(\lambda - 1)}\right) \tag{4}$$

Onde:

 $\eta_{ttDual}$  é o rendimento térmico do motor Dual;

k é a relação entre os calores específicos, diesel por GN, igual à  $\left(\frac{C_p}{C_n}\right)$ ;

 $\varphi$  é a taxa de expansão a pressão constante  $\left(\frac{V_c}{V_h}\right)$ ;

 $\lambda$  é o aumento de pressão a volume constante (p<sub>d</sub>/p<sub>c</sub>).

## 5.4. EMISSÃO DE POLUENTES

A emissão de poluentes de veículos movidos a GN são muito inferiores às dos veículos movidos a combustíveis líquidos. Assim, as emissões de  $CO_2$ , hidrocarbonetos não metânicos ( $HC_nM$ ) e as de óxidos de azoto podem ser até 20%, 80% e 40% inferiores, comparativamente às emissões dos combustíveis líquidos, respectivamente (Garrine, 2006).

Os motores que são movidos a gás natural como combustível principal demonstram uma redução acentuada na emissão de materiais particulados, em comparação ao motor Diesel convencional. A fumaça negra do escape pode praticamente desaparecer dada uma condição favorável de utilização do motor. Isso é causado principalmente pela redução da utilização de óleo Diesel, lembrando-se que a

fumaça preta emitida por motores Diesel está associada à queima incompleta do combustível líquido (CONCEIÇÃO, 2006).

A emissão de sulfatos também pode ser observada em motores Duais já que muitos tipos de gás natural não possuem enxofre, ou possuem pequenas frações deste. A supracitada redução de emissões de dióxido de carbono é justificada pela menor relação carbono/hidrogênio do gás natural (CONCEIÇÃO, 2006).

## 6. METODOLOGIA

#### 6.1. ASPECTOS GERAIS

Os ensaios do motor para obtenção da potência e consumo específico serão feitos utilizando-se um grupo moto-gerador ligado a um dinamômetro elétrico, o qual possui cargas pré-estabelecidas. Os testes serão feitos à velocidade de rotação constante e as cargas serão variadas de zero até a carga máxima admitida pelo motor. Os incrementos de carga serão adequados de modo que seja possível a obtenção de uma curva contínua (OBERT, 1971).

A injeção de GN será feito com base em um conversor de primeira geração, explicitado no capítulo 6. O método consiste na dosagem da mistura ar/gás natural por um venturi calibrado e a quantidade de óleo diesel ajustada mecanicamente. Apesar de se mostrar pouco eficiente comparativamente às tecnologias de gerações superiores, possui a vantagem de ser facilmente instalável, todos os componentes são calibrados de forma puramente mecânica e possui um menor custo de aquisição. Esses fatores limitantes fazem com que o conversor Dual-fuel de primeira geração seja o mais adequado ao presente estudo. O kit de conversão Dual-fuel será montado, portanto conforme Figura 20.

Em todos os ensaios, o consumo específico de óleo diesel será medido cronometrando-se a variação da massa com o auxílio de uma câmera filmadora e uma balança de precisão. Para que as medidas sejam experimentalmente confiáveis, deve-se aguardar que o funcionamento do motor seja estabilizado após cada variação de carga. Para tanto, as medições serão realizadas entre intervalos de 1 minuto cada.

O consumo de gás natural, por sua vez, será medido a partir de um rotâmetro. Este possui régua para medição de GLP, portanto uma conversão do valor visualizado deverá ser empregada a fim de quantificar corretamente a vazão de GN.

A análise das emissões de gases será feita pelo método de espectroscopia na região do infravermelho. Amostras deverão ser coletadas diretamente no escapamento do motor por meio de sacolas tedlar e levadas até o equipamento de análises, instalado no Laboratório de Análise Instrumental, UnB Campus Gama.

A Figura 25 abaixo, mostra um esquema de montagem do ensaio do motor dual fuel, quando será avaliado o desempenho e emissão de gases do motor.



Figura 25: Esquema de montagem do ensaio em funcionamento dual fuel.

## 6.2. CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

## 6.2.1. Motor

O motor é fabricado pela empresa indiana Kirloskar Oil Engines Ltda, com as seguintes características:

- Modelo: DM-20;
- Cilindro/Disposição: 2 cilindros em linha;
- Válvulas: 2 válvulas por cilindro, no cabeçote;
- Comando de válvulas: lateral no bloco;
- Diâmetro x Curso:100mm x 120mm;
- Cilindrada total: 1.884 cm<sup>3</sup>;
- Potência:23,0cv (16,9 kWh) a 1.800 rpm;
- Taxa de compressão:17,0 : 1;
- Refrigeração: água, circuito fechado, bomba centrífuga;
- Lubrificação: óleo com bomba tipo diafragma;
- Admissão: aspiração natural;
- Injeção de combustível: bomba injetora mecânica com controle automático.

## 6.2.2. Gerador

O gerador da marca Heimer do Brasil Ltda tem as seguintes características:

- Potência máxima fornecida: 12kW;
- Frequência fornecida: 60Hz;
- Rotação de trabalho:1.800rpm;
- Tensão de saída: 220V, corrente alternada.

Ao gerador está acoplado uma caixa de comando que fornece as medidas de frequência da corrente (corrente alternada), corrente fornecida e tensão de saída.

## 6.2.3. Osciloscópio

O osciloscópio a ser utilizado tem como características:

- Largura de banda 60MHz/2 canais;
- Taxa máxima de amostragem real de 1GS/s para um canal e taxa de amostragem equivalente de 25GS/s por canal;
- Ambiente de Operação: 0°C~40°C;
- Altitude de Operação: < 3000m;
- Dimensões: 150(A) x 320(L) x 130(P), em mm.

O osciloscópio será utilizado para verificação da velocidade de rotação do grupo moto-gerador por intermédio de um medidor de pulso, o qual foi instalado no volante de inércia do motor. Representado pela Figura 26, abaixo.



Figura 26: Medidor de pulso e osciloscópio.

## 6.2.4. Balança de precisão

A balança será utilizada para quantificar o valor do consumo de óleo diesel. Os dados da balança são:

- 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.

## 6.2.5. Bancada de resistência

Para simular diversos regimes de operação do motor será utilizada uma bancada de resistências elétricas. Essa bancada consiste em uma caixa com resistências elétricas submersas em água, as quais possuem acionamento individual. O modelo proposto permite que diferentes combinações de cargas possam ser pré-determinadas e utilizadas para o ensaio. Ressalta-se que a água é importante para que o calor das resistências possa ser corretamente dissipado.

As resistências, do tipo mergulhão, tem por características:

- Marca: IMC;
- Modelo: Ebulidor Niquelado;
- Potência: 0,9 kW e 10,5 kW.

## 6.2.6. Cilindro de armazenamento de gás natural

O cilindro tem a função de armazenar o gás natural comprimido a alta pressão e geralmente é fabricado a partir de tubos de aço sem costura. As características do cilindro a ser utilizado, Figura 27, são:

- Especificado conforme ISO 4705-D/ DIN 4771 DO T 3 AA
- Material conforme a AISI 4130-CromoMolibdénio
- Tratamento Térmico: revenido e temperado
- Pressão de Trabalho: 200/210 bar
- Pressão de Ruptura: 500/600 bar
- Espessura da parede: 7 mm (mínimo)



Figura 27: Cilindro de gás natural.

## 6.2.7. Válvula de cabeça de cilindro

É um dispositivo complementar de segurança instalado diretamente no cilindro que age controlando o fluxo de gás para o sistema. Possui um sistema de encerramento manual, possibilitando, por exemplo, que o fornecimento de gás para o sistema seja eliminado caso haja algum vazamento na tubulação. Representado pela Figura 28.



Figura 28: Válvula de cabeça de cilindro.

## 6.2.8. Válvula de abastecimento

Dispositivo instalado no circuito de alimentação entre a válvula de cabeça e o redutor de pressão. Possui um dispositivo manual para abertura e proteção contra sobrepressão e perda repentida de pressão. É representada na Figura 29.



Figura 29: Válvula de abastecimento.

## 6.2.9. Redutor de Pressão

O redutor de pressão recebe o GN do cilindro a alta pressão reduzindo-a a pressão atmosférica, através das câmaras redutoras. Considerado o principal dispositivo do "kit" de conversão, possui válvulas de regulação de marcha lenta, intermediária e solenoide que interrompe a passagem do GN quando o motor não está funcionando, ou funcionando somente com o combustível líquido.



Figura 30: Redutor de pressão.

#### 6.2.10. Misturador ar/gás natural

Dispositivo mecânico que se utiliza de um tubo venturi e garante a correta mistura ar/combustível. O misturador deve ser projetado especialmente para o motor em questão e será acoplado entre o filtro de ar e o coletor de admissão. A Figura 31 ilustra o corpo do misturador.



Figura 31: Corpo do misturador de AR/GN.

Fonte: (Garrine, 2006).

#### 6.2.11. Rotâmetro

Equipamento medidor de vazão de área variável utilizado para medir a vazão instantânea de fluidos, vide Figura 32 abaixo. O rotâmetro é constituído de um tubo cônico transparente e de um flutuador que movimenta-se 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.



Figura 32: Rotâmetro a ser utilizado para medição de gás natural.

O equipamento a ser utilizado possui régua de medição calibrada para GLP, sob pressão de 2 bar, temperatura de 21 °C.

## 6.3. OBTENÇÃO DE DADOS

## 6.3.1. Potência efetiva

Para mensurar a potência gerada pelo conjunto moto-gerador, será utilizado um multímetro. A partir medição das tensões e correntes de saída em cada uma das três fases, pode-se obter a potência efetiva (potência de eixo) gerada.

O valor da potência efetiva será calculado pela Equação 5, abaixo.

$$Pb = U.i \tag{5}$$

Onde, *Pb* é a potência efetiva ou potência de eixo, *i* é a corrente elétrica e *U* é a tensão elétrica.

## 6.3.2. Potência de atrito

A potência perdida devido ao atrito nos mancais, êmbulos e demais peças do motor deverá ser quantificada pelo Teste de Morse, uma vez que estará presente em todos os ensaios.

O teste começa medindo-se a potência do motor com todos os cilindros em funcionamento. A segunda fase do teste se dá desligando-se um dos cilindros do motor e ajustando-se a carga resistiva do dinamômetro para levar o motor até a mesma velocidade em que o motor funcionara enquanto com todos os cilindros; a potência de eixo é registrada. O mesmo procedimento será feito com cada cilindro.

Para um motor de dois cilindros, os seguintes passos são observados:

A potência efetiva (Pb) é medida quando todos os cilindros em funcionamento;

A potência efetiva do motor quando o cilindro número 1 é desligado é medida (*Pb1*), sob carga de ensaio de 1 kW;

A potência efetiva do motor quando o cilindro número 2 é desligado é medida (*Pb2*), sob carga de ensaio de 1 kW;

Entende-se que a potência indicada (Pi) é a soma da potência efetiva (Pb) com a potência de atrito (Pa), e é dada pela parcela da potência indicada do cilindro 1 (PiI) e do cilindro 2 (Pi2);

Mesmo quando o cilindro 1 é desligado, sua potência de atrito (Pa1) permanece no sistema e igualmente, a potência de atrito do cilindro 2 (Pa2) também.

Portanto, seguem as equações:

$$Pi = Pb + Pa$$

$$Pb = Pi - Pa$$

$$Considerando \ que, \ Pi = Pi1 + Pi2, \ então:$$

$$Pb = (Pi1 + Pi2) - (Pa1 + Pa2)$$

Ao se desligar o cilindro número 1 nenhuma potência indicada desse cilindro é observada (Pi1 = 0), resta a potência efetiva medida (Pb1):

$$Pb1 = Pi2 - (Pa1 + Pa2)$$

Subtraindo-se a potência efetiva quando os dois cilindros estão em funcionamento da potência efetiva quando o cilindro 1 está inoperante, tem-se:

$$Pb - Pb1 = [(Pi1 + Pi2) - (Pa1 + Pa2)] - [Pi2 - (Pa1 + Pa2)]$$
  
 $Pb - Pb1 = Pi1$ 

48

Assim, o valor da potência indicada pelo cilindro 1 (Pi1) pode ser calculada e, de modo semelhante o valor da potência indicada pelo cilindro 2 (Pi2) também.

Portanto, a potência de atrito poderá ser quantificada:

$$Pb = (Pi1 + Pi2) - (Pa1 + Pa2)$$

$$(Pa1 + Pa2) = (Pi1 + Pi2) - Pb$$

$$(Pa1 + Pa2) = [(Pb - Pb1) + (Pb - Pb2)] - Pb$$

$$Pa = Pb - (Pb1 + Pb2)$$
(7)

## 6.3.3. Rendimento mecânico do motor

A partir dos cálculos executados no subitem anterior, a eficiência do motor ( $\eta$ ) pode ser calculada como (OBERT, 1971):

$$\eta = \frac{Pb}{Pi} \tag{6}$$

Onde, *Pb* é a potência efetiva ou potência de eixo e *Pi* é a potência indicada do motor.

#### 6.3.4. Rotação do motor

A rotação do motor será calculada a partir do valor da frequência (f), obtida pelo osciloscópio dada em Hertz. Assim:

$$Rota \varsigma \tilde{a} o = f * 60 \tag{9}$$

Onde, a Rotação será dada em rpm.

#### 6.3.5. Consumo de óleo diesel

O consumo de óleo diesel será feito a partir da vazão mássica de combustível com auxílio de uma balança de precisão e uma câmera filmadora.

A variação da massa de óleo diesel será gravada durante trinta segundos e anotações dos valores serão feitas a cada dez segundos. O consumo médio por cada dez segundos (Kg/10s) será então calculado, a fim de minimizar possíveis erros de medição.

O consumo médio (Kg/s) de óleo diesel pode, portanto, ser calculado dividindo-se o último valor por dez.

#### 6.3.6. Consumo de gás natural

O consumo mássico (Kg/s) de gás natural será verificado diretamente a partir do rotâmetro.

O equipamento a ser utilizado possui régua de medição calibrada para GLP, sob pressão de 2 bar, temperatura de 21 °C. Este pode ser utilizado para medição do GN nos ensaios, desde que sejam aplicadas fórmulas para correção do valor da leitura.

A massa específica, pressão e temperatura dos fluidos de trabalho são os fatores que influenciam a medição do rotâmetro para diferentes gases. Assim, a vazão observada no equipamento deverá ser corrigida multiplicando-a pelos fatores abaixo:

• Fator 1, correção de pressão:

$$F_1 = \sqrt{\frac{P_{0ABS}}{P_{1ABS}}} \tag{10}$$

Onde,

 $P_{0 ABS}$  é a pressão absoluta do gás nas condições de calibragem;  $P_{1 ABS}$  é a pressão absoluta do gás nas condições de serviço.

• Fator 2, correção de temperatura:

$$F_2 = \sqrt{\frac{T_{0ABS}}{T_{1ABS}}} \tag{11}$$

Onde,

 $T_{0 ABS}$  é a temperatura absoluta do gás nas condições de calibragem;

 $T_{1 ABS}$  é a temperatura absoluta do gás nas condições de serviço.

• Fator 3, correção da massa específica do gás:

$$F_1 = \sqrt{\frac{D_0}{D_1}} \tag{12}$$

Onde,

 $D_0$  é a densidade do gás para o qual o rotâmetro foi dimensionado;

 $D_1$  é a densidade nas novas condições de serviço.

Logo,

$$Q_{GN} = Q_{GLP} * (F_1 * F_2 * F_3) \tag{13}$$

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

## 6.3.7. Consumo específico de diesel

Para o cálculo do consumo específico, utiliza-se a equação:

$$SFC = \frac{m_d}{P_i} \tag{14}$$

Onde, SFC é o consumo específico de combustível,  $m_d$  é o fluxo de massa de diesel e  $P_i$  é a potência indicada.

#### 6.3.8. Taxa de substituição diesel/gás

A taxa de substituição diesel/gás ( $T_{D/G}$ ) é calculada pela razão entre o calor obtido da combustão do gás natural pelo calor total obtido da combustão dos dois energéticos (diesel + gás) (Franco, 2007).

$$T_{D/G} = \frac{m_{g\acute{a}s} PCI_{g\acute{a}s}}{m_{g\acute{a}s} PCI_{g\acute{a}s} + m_{Diesel} PCI_{Diesel}}$$
(15)

Onde,

PCIDiesel é o poder calorífico inferior do óleo diesel;

PCIgás é o poder calorífico inferior do gás natural e;

m é o consumo mássico do respectivo combustível.

#### 6.3.9. Rendimento térmico do motor diesel

O rendimento térmico do motor movido exclusivamente a óleo diesel ( $\eta_T$ ) pode ser calculado pela razão entre a potência efetiva obtida no item 6.3.1 e o calor obtido pela combustão do diesel, conforme:

$$\eta_T = \frac{P_b}{m_{Diesel} PCI_{Diesel}} \tag{16}$$

#### 6.3.10. Rendimento térmico do motor diesel/gás

O rendimento térmico do motor diesel/GN ( $\eta_T$ ) é calculado pela razão entre a potência efetiva obtida e o calor total obtido pela combustão dos combustíveis diesel e gás natural (Franco, 2007).

$$\eta_{T'} = \frac{P_b}{m_{a\acute{a}s}PCI_{a\acute{a}s} + m_{Diesel}PCI_{Diesel}}$$
(17)

Onde,

 $\eta_{T'}$ é o rendimento térmico do motor operando com diesel e gás natural.

## 6.3.11. Avaliação de gases de exaustão

A análise dos gases de exaustão será executada por meio da técnica de espectroscopia na região do infravermelho. Essa técnica fornece evidências acerca da presença de grupos funcionais na estrutura orgânica.

A radiação na região do infravermelho faz com que grupos de átomos de compostos orgânicos vibrem com uma elevada amplitude em torno das ligações covalentes que os ligam. O processo é avaliado e quantizado, contudo o espectro de vibrações costuma ser dado como uma série de bandas.

As posições das bandas no espectro podem ser observadas em número de ondas, utilizando a unidade centímetro inverso (4000 a 400  $\text{cm}^{-1}$ ).

# 7. RESULTADOS E DISCUSSÃO

## 7.1. POTÊNCIA DE ATRITO

Seguindo-se a metodologia explicitada no item 6.3.2, encontrou-se a potência de atrito estimada para o sistema em kW, conforme Tabela 5. Ressalta-se que o combustível diesel B5 comercial foi utilizado em todos os ensaios que seguem, a fim de se reduzir possíveis erros experimentais.

Quantidade de Pistões	Carga (kW)	Corrente (A)	D.D.P (V)	Potência de Eixo (kW)	Potência de Atrito (kW)
2	11,0	10,5 / 12,6 / 15,7	220 / 216 /213	8,376	
1 (Direito)	1,0	3,25	216,0	0,702	6,864
2 (Esquerdo)	1,0	3,60	225,0	0,810	

Tabela 5: Cálculo da potência de atrito do sistema.

O Método do Teste de Morse deve ser feito à rotação constante. A Tabela 6 abaixo mostra as condições de rotação do motor.

Tabela 6: Rotações verificadas durante Teste de Morse.

Quantidade de Pistões	RPM	
2	1818,00	
1 (Direito)	1754,40	
1 (Esquerdo)	1775,40	

Apesar dea potência de atrito real ser alterada em diferentes cargas e rotações, a potência calculada igual a 6,864 kW mostra-se como uma aproximação adequada e será utilizada para todos os ensaios. Assim, pela Equação 7:

$$Pa = 6,864 \, kW$$

## 7.2. PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR ORIGINAL

#### 7.2.1. Potência

A Tabela 7 abaixo mostra as potências de eixo em quilowatts calculadas a partir das medições de tensão e corrente de cada fase, além das frequências e rotações do motor, dadas metodologias explicitadas nos itens 6.3.1 e 6.3.4, respectivamente, para cada carga.

	FA	ASE 1	FA	SE 2	FASE 3				
Carga (kW)	DDP (V)	Corrente (A)	DDP (V)	Corrente (A)	DDP (V)	Corrente (A)	Potência de Eixo (kW)	Frequência (Hz)	Rotação (RPM)
1	222	0,00	0,0	0,0	219,0	3,4	0,745	30,30	1818,00
2	207,0	7,3	213,0	0,4	221,0	0,3	1,663	30,30	1818,00
4	209,0	7,7	206,0	4,7	220,0	0,3	2,644	30,30	1818,00
5	214,0	7,8	215,0	4,9	221,0	3,0	3,386	29,41	1764,60
7	225,0	7,9	234,0	5,5	223,0	12,0	5,741	29,41	1764,60
8	208,0	15,4	224,0	5,2	227,0	7,4	6,048	28,57	1714,20
10	211,0	15,7	210,0	13,3	224,0	6,9	7,651	29,41	1764,60
10	210	16,40	209	12,30	222	8,10	7,813	28,57	1714,20
8	223	8,60	212	12,70	219	7,50	6,253	29,41	1764,60
7	243	0,00	224	14,10	216	11,80	5,707	29,41	1764,60
5	241	0,00	233	8,20	218	12,10	4,548	29,41	1764,60
4	235	0,00	225	7,90	215	7,80	3,455	29,41	1764,60
2	229	0,00	237	0,00	221	8,10	1,790	30,30	1818,00
1	223	0,00	226	0,00	216	3,70	0,799	30,30	1818,00

Tabela 7: Medições feitas em cada fase e potência de eixo calculada para o motor original.

Percebe-se que o ensaio foi executado adicionando cargas resistivas até próximo do limite de potência do motor e em seguida as reduzindo. O método foi utilizado para averiguar a confiabilidade de cada ensaio, visto que uma curva simétrica demonstra positivamente tal parâmetro. Todos os ensaios seguintes seguem essa mesma característica.

A Figura 33 abaixo mostra a relação entre a carga de ensaio em quilowatts e a rotação do motor em rotações por minuto.



Figura 33: Rotação por minuto x Carga de Ensaio

A verificação de rotação do motor é necessária a cada ensaio, pois indica se o motor está em condições normais de operação. Observa-se que a rotação do motor durante o ensaio acima mantevese numa constância aceitável, uma vez que o motor é estacionário trabalha nominalmente a 1800 rpm. A diferença entre os valores extremos de rotação medidos foi de apenas 5,7 %.

A Tabela 8 abaixo demonstra os valores das potências indicadas (*Pi*) encontradas com base na Equação 7, além dos valores dos rendimentos mecânicos (%), Equação 8, ambos em cada carga de ensaio.

Carga (kW)	Potência Indicada (kW)	Potência de Eixo (kW)	Potência de Atrito (kW)	Rendimento Mecânico (%)	
1	7,61	0,745	6,864	9,79	
2	8,53	1,663	6,864	19,50	
4	9,51	2,644	2,644 6,864		
5	10,25	3,386	6,864	33,03	
7	12,60	5,741	6,864	45,54	
8	12,91	6,048	6,864	46,84	
10	14,52	7,651	6,864	52,71	
10	14,68	7,813	6,864	53,23	
8	13,12	6,253	6,864	47,67	
7	12,57	5,707	6,864	45,40	
5	11,41	4,548	6,864	39,85	
4	10,32	3,455	6,864	33,48	
2	8,65	1,790	6,864	20,68	
1	7,66	0,799	6,864	10,43	

Tabela 8: Potência indicada e Rendimento Mecânico do motor original.





Figura 34: Rendimento mecânico para o motor original x Carga de Ensaio.

A curva de rendimento mecânico acima demonstra uma boa simetria e está de acordo com a literatura, uma vez que demonstra o crescimento do rendimento mecânico sob um aumento da potência de eixo, potência útil.

#### 7.2.2. Consumo

Já calculados os valores de potência do motor, partiu-se para os resultados de consumo do combustível óleo diesel. Os valores registrados com o auxílio da balança e câmera filmadora são discriminados na Tabela 9.

Carga	Peso Registrado (Kg)						
	0 s	10 s	20 s	30 s			
1	1,55571	1,55130	1,54549	1,54009			
2	1,02244	1,01702	1,01113	1,00489			
4	1,40844	1,40330	1,39752	1,39150			
5	1,42907	1,42176	1,41487	1,40761			
7	1,11818	1,10943	1,10110	1,09469			
8	1,27892	1,26913	1,25943	1,25011			
10	1,42358	1,41480	1,40692	1,39762			
10	0,98425	0,96853	0,95934	0,94955			
8	1,48800	1,47856	1,46966	1,46060			
7	1,24580	1,23801	1,22979	1,22165			
5	1,08199	1,07447	1,06750	1,05940			
4	0,95849	0,95090	0,94415	0,93825			
2	0,83106	0,82609	0,81973	0,81310			
1	0,73801	0,73446	0,73001	0,72565			

Tabela 9: Valores registrados da variação da massa de diesel em funcionamento original.

Seguindo-se a metodologia do item 6.3.5, pôde-se calcular o consumo a cada dez segundos e consequentemente a média de consumo a cada dez segundos. Um consumo médio será dado pela divisão do último valor por dez. Com os valores das potências de eixo para cada carga, dadas pela Tabela 7, pode-se estimar o consumo específico, vide item 6.3.7. Todos os valores supracitados são discriminados na Tabela 10 abaixo:

Tabela 10: Consumo médio e Consumo específico de diesel para o motor original.

Carga	Cons	umo a cada 10s	s (Kg)	Consumo	Consumo	Consumo Específico (g/kWh)
	1	2	3	Médio (Kg/10s)	Médio (kg/s)	
1	0,00441	0,00581	0,00540	0,00521	0,00052	2517,325
2	0,00542	0,00589	0,00624	0,00585	0,00058	1266,691
4	0,00514	0,00578	0,00602	0,00565	0,00056	768,981
5	0,00731	0,00689	0,00726	0,00715	0,00072	760,611
7	0,00875	0,00833	0,00641	0,00783	0,00078	491,037
8	0,00979	0,00970	0,00932	0,00960	0,00096	571,646
10	0,00878	0,00788	0,00930	0,00865	0,00087	407,146
10	0,01572	0,00919	0,00979	0,01157	0,00116	532,965
8	0,00944	0,00890	0,00906	0,00913	0,00091	525,853
7	0,00779	0,00822	0,00814	0,00805	0,00081	507,780
5	0,00752	0,00697	0,00810	0,00753	0,00075	595,990
4	0,00759	0,00675	0,00590	0,00675	0,00067	703,083
2	0,00497	0,00636	0,00663	0,00599	0,00060	1203,955
1	0,00355	0,00445	0,00436	0,00412	0,00041	1855,856

As Figuras 35 e 36, demonstram as curvas de consumo médio (Kg/s) e consumo específico (g/kWh) em função da carga de ensaio (kW), respectivamente.



Figura 35: Consumo médio em função da carga de Ensaio



Figura 36: Consumo específico de diesel para o motor original x Carga de Ensaio.
#### 7.2.3. Rendimento térmico teórico

O rendimento térmico teórico do motor a diesel para cada carga foi encontrado com base na metodologia descrita no item 6.3.9. Para tanto, o valor do poder calorífico inferior (PCI) do diesel, igual a 42450 kJ/Kg, deverá ser utilizado.

A Figura 37 demonstra o rendimento térmico (%) em função da carga de ensaio (kW) do motor.



Figura 37: Rendimento térmico do motor original x Carga de Ensaio.

### 7.3. PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR DUAL FUEL

#### 7.3.1. Potência

De maneira semelhante ao executado no item 7.2.1, as aplicações das metodologias explicitadas nos itens 6.3.1 e 6.3.4 culminam na Tabela 11, que demonstra as medições de tensão e corrente em cada fase, potência de eixo (kW) calculada, frequência medida (Hz) e rotação calculada (rpm), para cada carga de ensaio.

	FA	ASE 1	FA	ASE 2	FA	ASE 3			
Carga (kW)	DDP (V)	Corrente (A)	DDP (V)	Corrente (A)	DDP (V)	Corrente (A)	Potência de Eixo (kW)	Frequência (Hz)	Rotação (RPM)
1	222	0,00	226	0,00	219	3,70	0,810	29,41	1764,60
2	229	0,00	237	0,00	221	8,30	1,834	30,30	1818,00
4	234	0,00	225	7,80	215	8,10	3,497	29,41	1764,60
5	241	0,00	233	8,10	218	12,00	4,503	29,41	1764,60
7	243	0,00	224	14,20	213	12,00	5,737	29,41	1764,60
8	229	8,60	219	13,10	217	12,40	7,529	29,41	1764,60
10	210	16,10	209	12,20	220	8,20	7,735	29,41	1764,60
10	210	16,00	209	12,40	222	7,90	7,705	29,41	1764,60
8	223	8,20	212	12,70	216	7,90	6,227	29,41	1764,60
7	243	0,00	224	13,90	213	11,80	5,627	30,30	1818,00
5	241	0,00	233	8,40	218	12,30	4,639	29,41	1764,60
4	235	0,00	225	8,00	217	8,00	3,536	29,41	1764,60
2	229	0,00	237	0,00	219	8,40	1,840	30,30	1818,00
1	223	0,00	227	0,00	217	3,70	0,803	29,41	1764,60

Tabela 11: Medições feitas em cada fase e potência de eixo calculada para o motor em funcionamento dual fuel.

A Figura 38 abaixo mostra a relação entre a carga de ensaio em quilowatts e a rotação do motor em rotações por minuto do motor Dual Fuel, já em comparação ao equivalente encontrado quando o motor original.



Figura 38: Carga de ensaio x Rotação por minuto para motor em funcionamento dual fuel.

Assim como o motor em condições originais, o motor dual fuel manteve uma boa constância de rotações durante os ensaios. Os valores extremos de rotação medidos equivalem-se a 1764,60 e 1818,00 rpm, uma diferença de apenas 2,94 %. Confere-se, portanto, boas condições de funcionamento do motor dual fuel.

A tabela Tabela 12 abaixo demonstra os valores das potências indicadas (*Pi*) encontradas com base na Equação 7, além dos valores dos rendimentos mecânicos (%), Equação 8, ambos em cada carga de ensaio.

Carga (kW)	Potência Indicada (kW)	Potência de Eixo (kW)	Potência de Atrito (kW)	Rendimento Mecânico (%)
1	7,67	0,810	6,864	10,56
2	8,70	1,834	6,864	21,09
4	10,36	3,497	6,864	33,75
5	11,37	4,503	6,864	39,62
7	12,60	5,737	6,864	45,53
8	14,39	7,529	6,864	52,31
10	14,60	7,735	6,864	52,98
10	14,57	7,705	6,864	52,89
8	13,09	6,227	6,864	47,57
7	12,49	5,627	6,864	45,05
5	11,50	4,639	6,864	40,33
4	10,40	3,536	6,864	34,00
2	8,70	1,840	6,864	21,14
1	7,67	0,803	6,864	10,47

Tabela 12: Potência de atrito e Rendimento mecânico encontrados para motor dual fuel.

A Figura 39 abaixo mostra a relação entre a carga resistiva de ensaio (kW) e o rendimento mecânico (%), obtido a partir a tabela anterior, já em comparação aos valores encontrados para o motor original.



Figura 39: Carga de ensaio x Rendimento mecânico do motor em funcionamento dual fuel.

Percebe-se uma variação durante os incrementos positivos de cargas a favor do motor dual fuel, contudo, durante os incrementos negativos de cargas os rendimentos mecânicos dos dois modelos mantiveram-se praticamente iguais. Esse resultado confere ao motor dual uma ligeira vantagem sobre o motor original.

#### 7.3.2. Consumo

O consumo de óleo diesel novamente foi quantificado a partir da mudança de massa ao longo do tempo. A metodologia empregada implica na Tabela 13, que demonstra o peso registrado na balança ao longo do tempo.

Corres (I-W)		Peso Registrado (Kg)						
Carga (KW)	0 s	10 s	20 s	30 s				
1	0,74736	0,74184	0,73681	0,73123				
2	1,20988	1,20437	1,19887	1,19337				
4	1,02011	1,01405	1,00792	1,00282				
5	0,83105	0,82244	0,81492	0,80660				
7	1,58215	1,57391	1,56554	1,55728				
8	1,31094	1,30161	1,29216	1,28285				
10	1,01120	1,00210	0,99180	0,98149				
10	1,52071	1,51072	1,50070	1,49103				
8	1,36285	1,35446	1,34660	1,33876				
7	1,21957	1,21133	1,20317	1,19522				
5	1,09069	1,08293	1,07541	1,06802				
4	0,98450	0,97771	0,97097	0,96523				
2	0,70618	0,70093	0,69544	0,68979				
1	0,74446	0,73940	0,73407	0,72836				

Tabela 13: Valores registrados da variação da massa de diesel em funcionamento dual fuel.

Seguindo-se o mesmo procedimento do item 7.2.2 pôde-se calcular o consumo a cada dez segundos, a média de consumo a cada dez segundos, o consumo médio e o consumo específico de diesel. Esses valores são discriminados na Tabela 14, abaixo:

	Co	nsumo a cada	10s	Consumo	Consumo		
Carga (kW)	1	2	3	Médio (Kg/10s)	Médio (kg/s)	Específico (g/kWh)	
1	0,00552	0,00503	0,00558	0,00538	0,00054	2388,745	
2	0,00551	0,00550	0,00550	0,00550	0,00055	1080,085	
4	0,00606	0,00613	0,00510	0,00576	0,00058	593,393	
5	0,00861	0,00752	0,00832	0,00815	0,00081	651,522	
7	0,00824	0,00837	0,00826	0,00829	0,00083	520,220	
8	0,00933	0,00945	0,00931	0,00936	0,00094	447,703	
10	0,00910	0,01030	0,01031	0,00990	0,00099	460,930	
10	0,00999	0,01002	0,00967	0,00989	0,00099	462,221	
8	0,00839	0,00786	0,00784	0,00803	0,00080	464,207	
7	0,00824	0,00816	0,00795	0,00812	0,00081	519,282	
5	0,00776	0,00752	0,00739	0,00756	0,00076	586,470	
4	0,00679	0,00674	0,00574	0,00642	0,00064	653,959	
2	0,00525	0,00549	0,00565	0,00546	0,00055	1069,145	
1	0,00506	0,00533	0,00571	0,00537	0,00054	2406,277	

Tabela 14: Consumo médio e Consumo específico de diesel para o motor dual fuel.

As Figura 40 e Figura 41, demonstram as curvas de consumo médio de (Kg/s) e consumo específico (g/kWh) em função da carga de ensaio (kW), respectivamente, já em comparação ao encontrado quando do motor original.



Figura 40: Carga de ensaio x Consumo médio de diesel para o motor dual fuel.



Figura 41: Carga de ensaio x Consumo específico de diesel para o motor dual fuel.

A tabela de consumo médio de diesel (Kg/s) em função da carga de ensaio (kW), acima, demonstra que o consumo no tempo do combustível para os dois modos de funcionamentos do motor foram muito próximos. A relação de consumo específico de óleo diesel (g/kWh) pela carga de ensaio (kW) demonstra uma ligeira diferença a favor do motor original.

De modo isolado, esses resultados mostram-se pouco animadores à utilização do motor dual fuel. Considera-se que a taxa de substituição, ainda desconhecida para esta etapa, pode ter sido insuficiente para que o motor demonstrasse diferenças significativas de potência e economia de óleo diesel.

Além da mensuração da taxa de substituição, a avaliação das amostras dos gases de exaustão promoverá um melhor entendimento acerca de como os dois combustíveis participam da combustão e relacionam-se na geração de potência.

O consumo de gás natural foi quantificado a partir da medição observada pelo rotâmetro, multiplicada pelos três fatores explicitados no item 6.3.6. Os dados de ensaio e padrão do rotâmetro são demonstrados na Tabela 15 e o resultado dos fatores 1, 2 e 3 são dados pela Tabela 15.

	GN (Ensaio)		GLP (Padrão)			
Massa Específica (Kg/m³)	Temperatura (K)	Pressão Absoluta (kgf/cm²)	Massa Específica (Kg/m <sup>3</sup> )	Temperatura (K)	Pressão Absoluta (kgf/cm²)	
0,78	300	2,066	2,45	294	3,0724	

Tabela 15: Dados de ensaio e padrão utilizados no rotâmetro.

Tabela 16: Fatores utilizados na medição do rotâmetro.

Fator 1	Fator 2	Fator 3	Produto dos
(Pressão)	(Temperatura)	(Densidade)	Fatores
1,219	0,990	1,772	2,140

De posse dos valores acima pôde-se encontrar a vazão de gás natural real utilizada nos ensaios, em litros por segundo. A partir de sua massa específica, esse valor pode ser convertido para vazão mássica, Kg/s. Esses valores são demonstrados na Tabela 17.

Carga (kW)	Vazão Medida (L/s)	Vazão Convertida para GN (L/s)	Vazão Mássica GN (Kg/s)
1	0,095	0,2033	0,0000440
2	0,085	0,1819	0,0000394
4	0,085	0,1819	0,0000394
5	0,080	0,1712	0,0000371
7	0,100	0,2140	0,0000464
8	0,075	0,1605	0,0000348
10	0,070	0,1498	0,0000325
10	0,075	0,1605	0,0000348
8	0,075	0,1605	0,0000348
7	0,075	0,1605	0,0000348
5	0,070	0,1498	0,0000325
4	0,080	0,1712	0,0000371
2	0,085	0,1819	0,0000394
1	0,090	0,1926	0,0000417

Tabela 17: Valores de vazão volumétrica e vazão mássica de consumo de gás natural.

A Figura 42 abaixo demonstra a vazão mássica de gás natural em quilogramas por segundo em função da carga de ensaio, em quilowatts, aplicada no motor Dual.



Figura 42: Vazão mássica de gás natural x Carga de ensaio

Já de posse dos valores de vazão mássica dos dois combustíveis do motor Dual Fuel, pode-se aplicar a metodologia explicitada no item 6.3.8 a fim de se encontrar a taxa de substituição de diesel por gás natural. A Figura 43 demonstra a relação entre a taxa de substituição (%) e a carga de ensaio em quilowatts, esta encontrada a partir da equação 15, do motor Dual. Ressalta-se que os valores de PCI do diesel e do gás natural utilizados são iguais a 42.450 kJ/Kg e 48.750 kJ/Kg, respectivamente.



Figura 43: Taxa de substituição diesel/gás natural x Carga de ensaio.

Os resultados de consumo de gás natural demonstram que houve um maior consumo do combustível gasoso em baixas cargas. Ao passo que se acrescenta cargas resistivas ao teste, o consumo de óleo diesel aumenta e, contrariamente o consumo de GN reduz-se. A partir da Figura 43, percebe-se que as maiores taxas de substituição conseguidas foram próximas de 25%. Isso confirma a

hipótese anteriormente levantada de que a quantidade de gás natural administrada na queima foi de fato insuficiente para que diferenças na performance do motor fossem nitidamente observadas.

#### 7.3.3. Rendimento térmico

Com base na metodologia descrita no item 6.3.10, pode-se calcular o rendimento térmico teórico do motor dual fuel. A partir dos valores de PCI do diesel e do gás natural, iguais a 42.450 e 48.750 kJ/Kg, respectivamente, da potência de eixo e dos consumos mássicos de cada combustível tem-se a Figura 44, rendimento térmico teórico (%) em função da carga de ensaio (kW) do motor dual.

Destaca-se também a curva de rendimento térmico teórico do motor diesel.



Figura 44: Carga de ensaio x Rendimento térmico para o motor dual fuel.

Vê-se pela figura anterior que o rendimento térmico do motor dual fuel, em geral, foi menor que o rendimento do motor original. Este fato já era esperado, uma vez que ante a não redução da vazão mássica de óleo diesel entre o funcionamento original e do motor dual fuel, o valor do denominador da Equação 15 tende a aumentar.

Percebe-se que a baixa taxa de substituição de óleo diesel por gás natural demonstra não influenciar no funcionamento do motor em relação ao seu modo original, bem como não altera substancialmente os parâmetros de desempenho deste.

Ensaios que imprimam uma maior taxa de substituição devem ser executados a fim de se averiguar diferenças relevantes dos parâmetros até aqui avaliados. Contudo, deve-se considerar que o óleo diesel injetado na câmara de combustão funciona também como refrigerante do bico injetor, o qual pode não suportar temperaturas superiores àquelas recomendadas pelo fabricante.

### 7.4. EMISSÃO DE POLUENTES

As amostras coletadas foram analisadas no espectrômetro que gerando os espectros característicos dos gases. A fim de se obter padrões para realizar a análise dos gases de exaustão, duas amostras, uma de gás natural (PADRÃO-GN) e a outra de biodiesel comercial B5 (PADRÃO-D), passaram pela espectroscopia na região do infravermelho, vide Figura 45.



Figura 45: Resultado da espectroscopia para padrões de diesel e gás natural, Número de ondas por Absorbância.

Pela comparação dos dois espectros percebe-se então a banda característica de hidrocarbonetos e confirma-se a alta concentração deste no gás natural, em relação ao biodiesel.

As curvas a seguir, geradas pelo *software* OMNIC<sup>TM</sup>, mostram os espectros das amostras dos gases de exaustão quando utilizado-se o combustível biodiesel B5, em cada carga de ensaio. Ressalta-se que o código da curva é dado por "X Y Z kW", onde "X" é o número da amostra, "Y" é o combustível utilizado ("D" para biodiesel B5 e "G" para a mistura de biodiesel B5 e gás natural) e "Z" é a carga de ensaio em quilowatts.



Figura 46: Resultado da espectroscopia em todas as cargas durante funcionamento de motor original.

A Figura 47, abaixo demonstra os espectros das amostras dos gases de exaustão quando o motor trabalhou com a mistura diesel B5 comercial e gás natural. O mesmo código para identificação da curva é válido. Ressalta-se que tanto a Figura 46 acima, quanto a Figura 47 estão disponíveis em maior tamanho no Anexo II.



Figura 47: Resultado da espectroscopia em todas as cargas durante funcionamento de motor dual fuel.

O resultado da espectroscopia na região do infravermelho das amostras é inconclusivo, uma vez que não se percebe um aumento de hidrocarbonetos em suas devidas bandas de frequência, nas curvas das amostras do motor dual. Então uma amostra de um ensaio preliminar do motor dual fuel, em que a medição de gás natural ainda não fora controlada ou mensurada, foi também analisada; ensaio este executado sob carga de 1 kW.

A Figura 48 abaixo demonstra o resultado desse ensaio denominado "GN-ALTA", bem como sua comparação com outras duas curvas: "GN-BAIXA", motor dual fuel com taxa de substituição baixa e conhecida e; "DIESEL", motor original. Todas as três curvas correspondem à resultados de testes executados sob carga resistiva de 1 kW. À curva "GN-ALTA" foi dado o referido nome, pois entende-se pelo resultado, que ocorreu numa maior taxa de substituição.



Figura 48: Resultado da espectroscopia em sob carga de 1 kW durante funcionamento de motor original, dual com baixa taxa de substituição e dual com alta taxa de substituição.

Verifica-se pelos resultados que de fato uma maior taxa de substituição implica em um aumento da quantidade de hidrocarbonetos na banda de espectro próxima de 3000 cm<sup>-1</sup> e 1250 cm<sup>-1</sup>, conforme o padrão de gás natural analisado na Figura 45.

Em regimes de baixas taxas de substituição, até 25%, verifica-se que poucas alterações ocorrem nas medições de dióxido de carbono, monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio – bandas no espectro de 2400 cm<sup>-1</sup>, 2250 cm<sup>-1</sup> e 2150 cm<sup>-1</sup>, respectivamente. Conforme os resultados do motor em funcionamento original, as taxas de emissão desses três poluentes crescem com o aumento da potência de eixo gerada. Já em taxas de substituição maiores as emissões dos três poluentes aumentam significativamente, ainda que não se saiba pelo presente estudo, qual o ganho de desempenho do motor sob tais condições.

# 8. CONCLUSÃO

O presente estudo de viabilidade técnica da injeção de gás natural em motores diesel exprime um resultado importante acerca de uma faixa de operação do sistema. Em regimes de baixas taxas de substituição de gás natural por óleo diesel, poucas diferenças reais são notadas.

A avaliação de desempenho demonstrou que o motor funcionou em regimes muito semelhantes de rotações tanto nos ensaios sob funcionamento original quanto sob funcionamento dual fuel, além de próximas à rotação nominal de 1800 rpm. Esse resultado confere uma maior precisão dos dados medidos, uma vez que o motor funcionando em rotação atípica pode apresentar resultados discrepantes de potência, consumo e emissão de poluentes.

Em se tratando do rendimento mecânico, observa-se uma ligeira vantagem a favor do motor dual fuel observando-se um aumento médio de 4,54 % nos ensaios. Já o resultado de consumo médio de diesel mostra-se inconclusivo, uma vez que ambos os valores extremos aferidos foram verificados enquanto o motor funcionara originalmente. Sob funcionamento dual fuel, o consumo médio de óleo diesel deveria ser menor.

O resultado do consumo específico de diesel demonstra outra estreita vantagem ao motor dual fuel. Em média, o consumo específico do combustível líquido foi de 3,18 % superior em funcionamento original do motor.

Pela baixa substituição do diesel por gás natural, o consumo mássico de óleo diesel mostrou-se bastante próximo sob as mesmas condições de cargas resistivas nos dois modos de funcionamento do motor. Consequentemente, o rendimento térmico teórico do motor original mostrou-se maior que o rendimento térmico teórico do motor dual fuel.

Os resultados das análises de emissões gasosas foram sintônicos aos resultados de desempenho. No geral, poucas diferenças foram constatadas entre as amostras coletadas do motor sob os dois modos de funcionamento.

Confirma-se que para as faixas de até 25% de substituição diesel/gás natural, administradas no presente estudo, o motor utilizado, em funcionamento dual fuel, não promove alterações significativas de desempenho ou emissões de poluentes.

Como consideração final, a metodologia proposta consegue administrar com precisão adequada todas as variáveis necessárias ao tratamento dos dados coletados, ao passo que os objetivos propostos foram alcançados.

Em se tratando de propostas para estudos futuros, destacam-se: estudo de viabilidade econômica acerca da utilização simultânea de gás natural e diesel em motores diesel; estudo das emissões de materiais particulados e alterações de temperatura de funcionamento de motores que funcionam em ciclo combinado diesel/gás natural; estudo da viabilidade técnico-econômica de motores com ciclo

combinado diesel e etanol; estudo da tribologia e calibração de tribômetro. Ressalta-se ainda a importante tarefa de demonstrar as incertezas experimentais da bancada em uso.

# 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alves, M. V. (2007). Estabilidade e Filtrabilidade de Óleo Diesel. *Dissertação de Mestrado*. Rio de Janeiro, Brasil.
- ANP, Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis. (2011). Boletim Mensal do Gás Natural Junho 2011 Número 30.
- Bet, L. (1991). Avaliação do comportamento de um motor diesel refrigerado a ar, funcionando como motor dual Diesel-GNC. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal.
- BOSCH. (2010). Bosch Diesel Dual-Fuel Systems. Dual-fuel technology. Disponível em: http://prh.mecanica.ufrj.br/index\_arquivos/palestras/20111118.pdf.
- BP. (2012). Statistical Review of World Energy. London, UK: The Editor.
- Chollet, H. (1981). Curso prático e profissional para mecânios de automóveis O motor e seus acessórios. Hemus.
- CONCEIÇÃO, G. W. (2006). A viabilidade técnica, econômica e ambiental da inserção do gás natural veicular em frotas do transporte coletivo urbano de passageiros. *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro*. Rio de Janeiro.
- Cummins Westport. (2003). Spark-Ignited (SI) and High Pressure Direct Injection (HPDI) Natural Gas Engines. *NGVTF* (*Natural Gas Vehicle Technology Forum*). Disponível em: http://www1.eere.energy.gov/cleancities/pdfs/cwi\_si\_hpdi\_ng\_engines\_oullette.pdf.
- Dempsey, P. (2008). *Troubleshooting and Repairing Diesel Engines*. United States of America: McGraw-Hill.
- EPE, Empresa de Pesquisa Energética. (2012). *Balanço Energético Nacional 2012 Ano base 2011: Síntese do relatório Final*. Rio de Janeiro, Brasil: Grupojam Comunicação e Marketing Ltda.
- Franco, A. C. (2007). Análise técnico-econômica da substituição parcial do combustível Diesel pelo gás natural em motores marítimos na região amazônica. *Dissertação de Mestrado*. Belém.
- Garrine, F. (s.d.). Funcionamento de Motores no Modelo de Combustão de Duplo-Combustível. *Trabalho de licenciatura. Universidade Eduardo Mondlane.* Lisboa.
- Gutiérrez, R. H. (2011). Estudo de desempenho de um motor diesel ottolizado funcionando com gás natural através de simulação termodinâmica e análise experimental. *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro*. Rio de Janeiro.
- IBAMA. (2011). Programa de Controle da poluição do ar por veículos automotores -PROCONVE/PROMOT. 3ª Edição. Brasília: Coleção Meio Ambiente.

- IEA, I. E. (2012). Key World Energy Statistic. Paris, France.
- Kates, E. J., & Luck, W. E. (2003). *Motores Diesel y de gas de alta compresión*. Sevilla: Editorial Reverté, S.A.
- MACHADO, F. T. (1996). A utilização do ônibus a gás natural comprimido na frota de ônibus urbanos como alternativa para redução na poliuição atmosférica na região metropolitana de São Paulo. *Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo*.
- MMA, Ministério do Meio Ambiente. (2011). 1º Invetário nacional de emissões atmosféricas por veículos automotivos rodoviários. Secretaria de Mudanças Climáticas e Qualidade Ambiental, Departamento de Mudanças Climáticas. Estação das Artes.
- Mokhatab, S., Poe, W., & Speight, J. (2006). *Handbook of natural gas transmission and processing*. Burlington: Elsevier.
- OBERT, E. F. (1971). Internal Combustion Engines Analysis and Practice. c. 1950. International Tex.
- Oliveira, M. H. (2004). Cinética e equilíbrio de adsorção para armazenamento de gás natural em carvão ativado. *Dissertação de Mestrado*.
- Pulkrabek, W. W. (1997). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Platteville: Prentice Hall PTR.
- Rache, M. (2004). Mecânica Diesel Caminhões Pick-ups Barcos. Hemus.
- Ribeiro, S. K., & Real, M. V. (2006). Novos Combustíveis. Rio de Janeiro: E-papaers.
- Santos, E. M. (2002). Gás natural: estratégias para uma energia nova no Brasil. São Paulo: Annablume.
- Taylor, C. F. (1985). The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, Fuels, Materials Design (Vol. 2). Cambridge: The MIT Press.
- Vicente, M. d. (1987). EL MOTOR DIESEL EN EL AUTOMOVIL. Barcelona: Ediciones CEAC.

## 10.1. ANEXO I

п

CRONOGRAMA DE ATIVIDADES									
PROJETO D	PROJETO D	DE GR	ADUA	ÇÃO					
	Mês	Mês	Mês	Mês		Mês	Mês	Mês	Mês
Atividades	1	2	3	4	Atividades	1	2	3	4
					Revisão moto-				
Revisão bibliográfica	х	х	х		gerador	х			
Acompanhamento									
de testes									
moto/gerador		х	х		Montagem kit	Х			
					Teste em				
Desenvolvimento de					funcionamento				
Metodologia			x	х	convencional	x	х		
					Teste em				
Seleção dos					funcionamento				
equipamentos			Х	Х	Dual	Х	х		
					Análise de				
					desempenho		х	х	
					Análise de gases		Х	х	
					Tratamento dos				
					dados e projeto				
					final			Х	X



