

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA - CCT
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA MECÂNICA - UAEM
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA - PPGEM**

Dissertação de Mestrado

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DO CICLO DIESEL
OPERANDO DE FORMA DUAL (DIESEL/BIODIESEL – GÁS
NATURAL) EM PEQUENAS CENTRAIS TERMOELÉTRICAS.**

Rodrigo Moura da Silva

**Campina Grande - PB - Brasil
Agosto de 2012**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA - CCT
UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA MECÂNICA - UAEM
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA - PPGEM**

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DO CICLO DIESEL
OPERANDO DE FORMA DUAL (DIESEL/BIODIESEL – GÁS
NATURAL) EM PEQUENAS CENTRAIS TERMOELÉTRICAS.**

Rodrigo Moura da Silva

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Orientador: D.Sc. Yoge Jerônimo Ramos da Costa

Órgão financiador: CNPq

**Campina Grande - PB - Brasil
Agosto de 2012**

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

S586a Silva, Rodrigo Moura da.
Análise do desempenho de um motor do ciclo diesel operando de forma dual (diesel/biodiesel – gás natural) em pequenas centrais termoelétricas / Rodrigo Moura da Silva. – Campina Grande, 2012.
155 f. : il.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia.
Orientador: Prof. D.Sc. Yoge Jerônimo Ramos da Costa.

Referências.

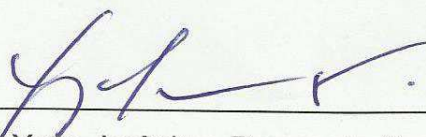
1. Diesel. 2. Biodiesel. 3. Gás Natural. 4. Combustão. 5. Motor Dual. I. Título.

621.346(043)

Análise do Desempenho de um Motor do Ciclo Diesel Operando de Forma Dual
(Diesel-Biodiesel-Gás Natural) em Pequenas Centrais Termoelétricas

Rodrigo Moura da Silva

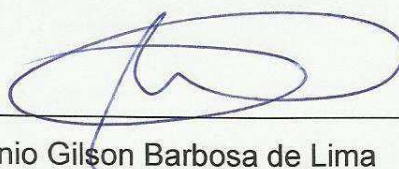
Dissertação Aprovada em 15/08/2012 pela banca examinadora constituída dos
seguintes membros:



Dr. Yoge Jerônimo Ramos da Costa

Orientador

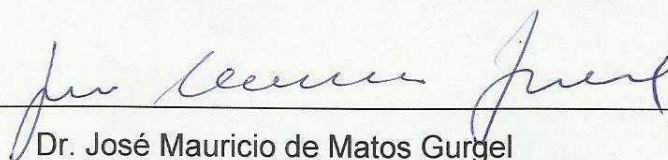
PPGEM/UAEM/CCT/UFCG



Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Examinador Interno

PPGEM/UAEM/CCT/UFCG



Dr. José Mauricio de Matos Gurgel

Examinador Externo

PPGEM/DEM/CT/UFPB

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a duas pessoas muito especiais na minha vida. A primeira, minha saudosa mãe, Marli dos Santos Moura Queiroga, a qual, na condição de exímia educadora, me ensinou valores que carregarei pelo resto de minha vida. A segunda, minha amada esposa Milene Santiago Moura, a qual esteve junto comigo me incentivando nessa caminhada e estará pelo resto de nossos dias em todas as difíceis caminhadas que ainda vou percorrer.

AGRADECIMENTOS

Ao meu Deus Todo Poderoso pela oportunidade que me deu de abraçar e conduzir mais uma grande empreitada na minha vida rumo ao sucesso acadêmico, me dando ânimo e forças em cada momento de dificuldade.

Ao meu Orientador, o Dr. Yoge Jerônimo Ramos da Costa, que depositou a sua confiança em mim, mesmo com as dificuldades de tempo de quem trabalha e estuda ao mesmo tempo. O mesmo posso dizer dos estimados Drs. Antônio Gilson Barbosa de Lima e Celso Rosendo Bezerra Filho que também contribuíram, ainda que indiretamente, para a realização deste trabalho.

À minha esposa amada Milene Santiago Moura pelo carinho, dedicação e compreensão, nos momentos de ausência, sem os quais esta caminhada teria se tornado bem mais árdua.

Ao graduando de Engenharia Mecânica da UFCG, João Vítor Sales de Nóbrega, que foi meu companheiro de estudos do Software EES e ao doutorando em Engenharia de Processos o eng. Fernando José da Silva pela ajuda com a aquisição dos dados experimentais.

Ao CNPq pela concessão de bolsa de estudos e a CAPES por disponibilizar ótimos periódicos para a minha pesquisa.

Aos colegas e funcionários do PPGEM, em especial à eficiente secretária Lidiane Romano, que sempre me manteve informado de pendências.

E por fim à UFCG e ao Governo Brasileiro pela oportunidade de fazer esta Pós-graduação.

*“Posso todas as coisas
Naquele que me fortalece”*

Filipenses 4.13

RESUMO

A escassez de fontes energéticas e impacto ambiental são fatores determinantes para a existência de novos estudos da conversão e uso de energia e a redução dos níveis de poluentes na atmosfera. Em se tratando de motores diesel a operação que usa de forma dual os combustíveis diesel e gás natural tem sido bastante pesquisada e difundida nos últimos anos e é indicada na literatura como uma das melhores formas para controlar emissões de poluentes oriundos dos mesmos. Outra forma também de se almejar o mesmo é usar a nova alternativa de combustível que é o biodiesel, que é um combustível não fóssil.

Neste sentido, este trabalho tem como objetivos estudar via modelagem matemática um sistema termomecânico composto de um motor de combustão interna do ciclo diesel operando de forma dual (combinações de diesel/biodiesel e gás natural) acoplado a um gerador elétrico. O sistema é equipado com acessórios de medição de vazão, pressão, temperatura, potência e emissões. Os experimentos foram conduzidos com o motor operando numa variação de carga de 40 kW a 120kW, a uma taxa de substituição de diesel por gás natural de cerca de 85% e com várias misturas de biodiesel com diesel em percentual volumétrico do primeiro na mistura (B5 a B100). Como principais conclusões observaram-se: valores de emissão de SO_2 dissonantes com a literatura; certos percentuais de biodiesel em mistura com diesel promoveram resultados um pouco piores que na utilização de diesel puro para as emissões de CO e C_xH_y (metano) e, por outro lado, resultados bastante promissores nas emissões de CO_2 e NO_x e eficiência de combustão; a eficiência de combustão teórica comparada à experimental produziu erros médios de no máximo 20%; a eficiência energética na condição dual de uso de combustível no mínimo se nivela a condição de operação de diesel puro; quanto menor o percentual de biodiesel na mistura a fração molar de vapor de água de escape e a temperatura de orvalho são maiores; o modelo se mostrou eficaz na simulação por mostrar boa relação entre os dados experimentais e os resultados teóricos.

Palavras-chave: *diesel, biodiesel, gás natural, combustão, motor dual.*

ABSTRACT

The shortage of energy sources and environmental impact are crucial for the existence of new studies of the conversion and use of energy and reduce the levels of pollutants in the atmosphere. When it comes to diesel, the operation that uses in dual form diesel and natural gas has been widely researched and publicized in recent years and is indicated in the literature as one of the best ways to control emissions of pollutants from them. Another way also to aim the same objective is to use the new alternative fuel that is biodiesel, which is a non-fossil fuel.

Thus, this academic work aims to study via mathematical modeling a thermomechanical system composed of a internal combustion engine operating cycle diesel in dual form of fuel utilization (combinations of diesel / biodiesel and natural gas) coupled to an electric generator. The system is equipped with accessories for measuring flow rate, pressure, temperature, power and emissions. The experiments were conducted with the engine operating at a load variation from 40 kW to 120kW, the rate of substitution of diesel by natural gas of about 85% and with various blends of biodiesel with diesel, varying the volumetric percentage of biodiesel in the blend (B5 the B100). As main findings were observed: values for SO_2 dissonant with the literature; certain percentage of biodiesel blended with diesel promoted slightly worse results than the use of diesel to pure CO and C_xH_y (methane) and, on the other hand, very promising results in emissions of CO_2 and NO_x and combustion efficiency; theoretical combustion efficiency compared to experimental results produced mean errors of up to 20%; energy efficiency in the condition of dual fuel use at least flattens the condition pure diesel operation, the lower the percentage of biodiesel in the mixture, the mole fraction of water vapor in the exhaust and dew temperature are larger; the model was effective in simulation, showing good relationship between experimental and theoretical results.

Keywords: *diesel, biodiesel, natural gas, combustion, dual engine.*

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	12
LISTA DE TABELAS	14
NOMENCLATURA	15
1 INTRODUÇÃO	18
1.1 Objetivos	19
1.2 Motivação.....	20
2 REVISÃO DA LITERATURA	21
2.1 Combustíveis	21
2.2 A aplicação de motores de combustão interna em pequenas centrais termelétricas: Grupos-geradores a diesel.....	23
2.3 Combustíveis utilizados em grupos-geradores para centrais termelétricas	24
2.3.1 Óleo diesel	24
2.3.2 Gás natural.....	27
2.3.2.1 Breve histórico.....	27
2.3.2.2 Características gerais do gás natural	28
2.3.3 O biodiesel.....	31
2.3.3.1 Breve histórico.....	31
2.3.3.2 Características gerais	32
2.3.3.3 Biodiesel no Brasil.....	33
2.4 O processo de combustão.....	35
2.5 Entalpia de formação	40
2.6 Entalpia, energia interna de combustão e calor de reação	44
2.7 Temperatura adiabática de chama	45
2.8 A dissociação.....	46
2.9 Considerações sobre os motores de combustão interna.....	47
2.9.1 Princípio de funcionamento de um motor de combustão interna	47
2.9.2 O ciclos de operação dos motores de quatro tempos	49
2.9.3 Os motores de ignição por faísca e de ignição por compressão	51
2.9.4 O ciclo misto ou dual dos motores de combustão interna alternativos	52
2.9.5 A preparação da mistura.....	54

2.9.6 Os modelos matemáticos de fluxo de fluido e processo de combustão em motores de combustão interna	55
2.9.7 Os motores diesel e a tecnologia dual para operação com combustíveis	57
2.10 Levantamento de pesquisas sobre utilização de gás natural e biodiesel em motores de combustão interna operando no modo dual	59
3 MATERIAIS E MÉTODOS	71
3.1 Materiais	71
3.1.1 Óleo diesel	71
3.1.2 Gás natural	71
3.1.3 O biodiesel	73
3.2 Metodologia	74
3.2.1 Experimental.....	74
3.2.1.1 O sistema eletro-mecânico (motor-gerador)	75
3.2.1.2 O sistema de aquisição de dados	75
3.2.1.3 Sistema de pesagem do combustível diesel/biodiesel.....	75
3.2.1.4 Sistema de medição de temperatura e pressão no motor	78
3.2.1.5 Sistema de análise dos gases de escape	83
3.2.1.6 Sistema de medição de vazão de ar	85
3.2.1.7 Sistema de medição da vazão do gás natural	87
3.2.1.8 Sistema para medição de potência no motor-gerador.....	87
3.2.1.9 Sistema de armazenamento de gás natural	87
3.2.1.10 Unidade de controle de mistura ar-gás para o motor (kit gás)	89
3.2.1.11 Procedimento experimental.....	89
3.2.2 Teórica	91
3.2.2.1 Considerações sobre o problema analisado.....	91
3.2.2.2 A mistura ar-combustível.....	92
3.2.2.3 Análise energética de um motor de combustão interna operando com misturas de diesel/biodiesel e gás natural	93
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	103
4.1 Resultados experimentais.....	103
4.1.1 Consumo de diesel/biodiesel e gás natural	104
4.1.2 Análise das emissões	106
4.1.2.1 Dióxido de enxofre	106
4.1.2.2 Dióxido de carbono.....	108

4.1.2.3 Monóxido de carbono	109
4.1.2.4 Óxidos nítricos (NO _x)	110
4.1.2.5 Hidrocarbonetos não queimados (C _x H _y)	112
4.1.2.6 Oxigênio	113
4.1.3 Eficiência de combustão	114
4.2 Resultados teóricos	116
4.2.1 Eficiência de combustão	118
4.2.2 Eficiência térmica	119
4.2.3 Temperatura adiabática de chama	120
4.2.4 Calor perdido para o ambiente	121
4.2.5 Entalpia dos produtos	123
4.2.6 Excesso de ar	124
4.2.7 Fração molar de vapor de água de escape	125
4.2.8 Temperatura de orvalho	126
5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	128
5.1 Conclusões sobre os resultados experimentais	128
5.2 Conclusões sobre os resultados teóricos	129
5.3 Recomendações para trabalhos futuros	130
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS	132
APÊNDICES	139

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Potencialidade de produção de oleaginosas no Brasil.	34
Figura 2.2 - Exemplo do processo de combustão.	41
Figura 2.3 - Conjunto pistão-cilindro de um motor de combustão interna.	49
Figura 2.4 - O ciclo de operação dos motores a 4 tempos.	51
Figura 2.5 - Diagrama pressão-deslocamento para um motor de combustão interna alternativo.	54
Figura 3.1 - Conjunto motor-gerador.	76
Figura 3.2 - Interface gráfica do sistema de aquisição e armazenamento de dados.	76
Figura 3.3 - Sistema de aquisição de dados.	77
Figura 3.4 - Sistema de pesagem do combustível diesel/biodiesel: a) Balança e b) Sistema de controle de pesagem.	77
Figura 3.5 - Termopares instalados no coletor de escapamento.	79
Figura 3.6 - Sensores de medição de pressão do ar na entrada do motor.	79
Figura 3.7 - Sensores de medição de pressão e temperatura (d) após o turbo e <i>aftercooler</i>	80
Figura 3.8 - Transdutor para medição da pressão do óleo lubrificante.	80
Figura 3.9 - Termopar instalado no cárter, para medição da temperatura do óleo.	81
Figura 3.10 - Termopar instalado para medição da temperatura da água na entrada do motor.	82
Figura 3.11 - Termopar instalado para medição da temperatura da água na saída do motor.	82
Figura 3.12 - Sistema de medição da condição atmosférica local:transdutor (e) e termopares (d).	83
Figura 3.13 - Analisador de gases.	83
Figura 3.14 - Unidade de controle do analisador.	84
Figura 3.15 - Sonda do analisador de gases.	84
Figura 3.16 - Medidor de vazão de ar.	86
Figura 3.17 - Medidor de vazão de gás natural.	87
Figura 3.18 - Banco de carga de 150 kW.	88
Figura 3.19 - Sistema de armazenagem de gás.	88
Figura 3.20 - Sistema de redução de pressão.	89

Figura 3.21 - Controle de mistura ar-gás para o motor (kit gás).	90
Figura 3.22 - Esquema do motor analisado. Fonte: Moran e Shapiro, (2000).	92
Figura 4.1- Consumo de diesel/biodiesel em função da potência	105
Figura 4.2 - Vazão de gás natural em função da potência.....	106
Figura 4.3 - Dióxido de enxofre x potência.....	107
Figura 4.4 - Dióxido de carbono em função da potência	108
Figura 4.5 - Monóxido de carbono x potência	110
Figura 4.6 - Óxidos nítricos em função da potência	111
Figura 4.7 - Hidrocarbonetos não-queimados em função da potência.....	113
Figura 4.8 - Oxigênio (O ₂) em função da potência.....	114
Figura 4.9 - Eficiência de combustão em função da potência.	115
Figura 4.10 - Comparação de emissões de SO ₂ experimental e teórico para a mistura B10	118
Figura 4.11 - Eficiência de combustão, predita pelo modelo, em função da potência.	119
Figura 4.12 - Eficiência térmica baseada no PCI, predita pelo modelo, em função da potência.....	120
Figura 4.13 - Temperatura adiabática, predita pelo modelo, em função da potência	121
Figura 4.14 - Calor perdido para o ambiente, predito pelo modelo, em função da potência.	122
Figura 4.15 - Calor perdido para o ambiente, em função da potência, predito pelo modelo de Costa (2007).	123
Figura 4.16 - Entalpia dos produtos, predita pelo modelo, em função da potência.....	124
Figura 4.17 - Excesso de ar, predito pelo modelo, em função da potência.....	125
Figura 4.18 - Fração molar do vapor de água de escape, predito pelo modelo, em função da potência.	126
Figura 4.19 - Temperatura de orvalho, predita pelo modelo, em função da potência.	127

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação dos combustíveis (fósseis/vegetais).	22
Tabela 2.2 - Composição típica do gás natural no Brasil.	30
Tabela 2.3 - Propriedades de biodiesel originário de alguns vegetais em comparação com o diesel fóssil.	36
Tabela 3.1 - Composição do óleo diesel B S500 em base mássica.	71
Tabela 3.2 - Composição do diesel em fração volumétrica	72
Tabela 3.3 - Composição do gás natural do gasoduto Nordeste.	72
Tabela 3.4 - Propriedades do gás natural do gasoduto Nordeste.	73
Tabela 3.5 - Comparação entre os percentuais de constituintes químicos do óleo de semente de algodão e do óleo de soja.	74
Tabela 3.6 - Dados do biodiesel a serem usados neste trabalho.	74
Tabela 3.7 - Especificações técnicas do analisador de gases	85
Tabela 3.8 - Especificações técnicas do medidor de vazão marca Nykon Dwyler	86
Tabela 3.9 - Valores de entalpia de formação dos reagentes e produtos da combustão.	100
Tabela 3.10 - Poder calorífico inferior de alguns componentes a 25°C e 1 atm.	101

NOMENCLATURA

A - Área do pistão	[m ²]
AC - Razão ar combustível na base mássica	[-]
\overline{AC} - Razão ar-combustível na base molar	[-]
ar - Ar atmosférico	[-]
c _p - Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
c _v - Calor específico a volume constante	[J/kgK]
d - Densidade	[kg/m ³]
$\Delta\bar{h}$ - Variação de entalpia	[J/kmol]
F - Força aplicada no pistão	[N]
Φ - Relação de equivalência	[-]
h - Entalpia	[J/kmol]
HC - Hidrocarbonetos	[-]
H _p - Entalpia de produtos	[J/kmol]
H _R - Entalpia de reagentes	[J/kmol]
\bar{h}_f° - Entalpia de formação	[J/kmol]
$\bar{h}_{T,P}$ - Entalpia de para condições de temperatura e pressão	[J/kmol]
M - Peso molecular	[g/kmol]
\dot{m} - Fluxo de massa no motor	[kg/h]
n - Número de moles	[kg/kmol]
N - Número de rotações por minuto	[rpm]
ρ - massa específica	[kg/m ³]
\overline{NC} - Número de cetano	[-]
\overline{NO} - Número de octano	[-]
PM E - Pressão média efetiva	[Pa]
P _p - Pressão em que os gases deixam o motor	[Pa]
P _{vs} - Pressão de vapor saturado	[Pa]
\dot{Q} - Fluxo de calor	[W]
r - Razão de compressão	[-]
T - Temperatura	[K]
u - Energia interna	[J/kg]
V - Volume	[m ³]

v - Volume específico	[m ³ /kg]
V_d - Cilindrada	[cm ³]
W - Trabalho	[W]
W_c - Trabalho por ciclo	[W]
\dot{W} - Potência	[W]
y - Fração molar	[%]
η - Eficiência	[%]
η_c - Eficiência da combustão	[%]
η_f - Eficiência do ciclo	[%]
η_t - Eficiência térmica	[%]
η_v - Rendimento volumétrico	[%]

Subscritos

ar - Ar
 cc - Câmara de combustão
 c - Combustível
 g - Gás natural
 d - diesel
 p - Produtos
 r - Reagentes

Símbolos e Siglas

ANP - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
 BEM - Balanço Energético Nacional
 EPA - Agencia de proteção ao meio ambiente – Estados Unidos
 $C_{12}H_{26}$ - Fórmula química do diesel usado neste trabalho
 $C_{18,74}H_{34,43}O_2$ - Fórmula química do biodiesel usado neste trabalho
 CH_4 - Metano
 C_2H_6 - Etano
 C_3H_8 - Propano
 C_4H_{10} - Butano

CO - Monóxido de carbono
CO₂ - Dióxido de carbono
CTGAS - Centro de Tecnologia do Gás
C_xH_y - Hidrocarboneto genérico (metano)
GLP - Gás Liquefeito de Petróleo
GNV - Gás Natural Veicular
GNL - Gás Natural Liquefeito
H₂ - Hidrogênio
HP - Horse power
N₂ - Nitrogênio
NMHC - Hidrocarbonetos não metano
NO - Monóxido de nitrogênio
NO₂ - Dióxido de nitrogênio
NO_x - Óxidos de nitrogênio
O₂ - Oxigênio
PCI - Poder Calorífico Inferior
PCS - Poder Calorífico Superior
PMI - Ponto morto inferior
PMS - Ponto morto superior
RON - Reserch Octane Number
S - Enxofre
SO₂ - Dióxido de enxofre
UAEM - Unidade acadêmica de engenharia mecânica
DEE - Departamento de Engenharia Elétrica
UFCG - Universidade Federal de Campina Grande
V.C. - Volume de controle

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A escassez energética e o impacto ambiental provocado pelo uso cada vez mais crescente das fontes de energia não renováveis, são fatores determinantes para a realização de novos estudos sobre a conversão e uso desta energia e a redução dos níveis de poluentes na atmosfera. O uso de combustíveis gasosos como alternativa para os motores diesel está aumentando em todo o mundo e deve-se à natureza limpa da sua combustão, comparada aos combustíveis líquidos convencionais, assim como pelo seu aumento de disponibilidade e preços atrativos. Numerosos trabalhos têm sido publicados nos últimos 15 anos, onde complexos mecanismos de combustão, que não são bem conhecidos, oriundos da aplicação de gás natural em motores diesel, são analisados. O gás natural tem alto número de octanas e, portanto é excelente para motores com alta taxa de compressão, por não entrar em ignição facilmente quando submetido a altas pressões. Além disso, ele se mistura uniformemente com o ar, resultando numa combustão eficiente, o que possibilita uma redução substancial dos elementos poluentes (gases de exaustão). De acordo Shenghua et al. (2006), gás natural comprimido (GNC) utilizado em motores diesel operando de modo dual é considerado como uma forma eficiente de controlar as emissões de particulado (PM) e óxidos de nitrogênio (NOx) nestes motores. Já Namasivayam et al. (2010) afirmam que o gás natural provê até mais de 50% da entalpia de combustão.

Por outro lado, nos últimos anos, vem se adotando a utilização de misturas de biodiesel e diesel de petróleo em máquinas térmicas como combustível líquido alternativo. Ele pode substituir total ou parcialmente o diesel de petróleo, com pequenas modificações nas partes do motor ou nenhuma dependendo do tipo de biodiesel e combinação deste com o diesel. De acordo com a *Renewable Fuel Standards Program Regulatory Impact Analysis* (Análise de Impacto e Programa Regulatório de Padrões para Combustível Renovável), da Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos (EPA, *Environmental Protection Agency*), apresentada em fevereiro de 2010, o biodiesel de óleo de soja apresenta resultados, em média, de uma redução de 57% das emissões de gases responsáveis pelo efeito estufa em comparação com o diesel. O biodiesel pode ser misturado ao diesel de petróleo numa máquina

térmica em diferentes proporções sem que esta ponderação venha interferir significativamente no desempenho dos motores e máquinas convencionais (biodiesel: portal wikipedia).

Neste contexto, vislumbra-se a utilização dual de gás natural (como combustível principal) e misturas de diesel com biodiesel (como combustível piloto), para um sistema motor-gerador, protótipo de uma pequena central termelétrica, objeto de estudo deste trabalho, visando conciliar um uso mais eficiente do motor em avaliação frente a disponibilidade abundante destes combustíveis e a redução de poluentes para o meio ambiente decorrente de sua queima.

1.1 Objetivos

Neste sentido, visando prestar contribuição no estudo e aperfeiçoamento de sistemas termodinâmicos que operem de forma dual, especificamente em motores do ciclo diesel, este trabalho tem como objetivos:

- a) Realizar testes em um sistema de produção de potência eletromecânica constituído por motor do ciclo diesel, gerador elétrico e dissipador de potência, como um protótipo a ser estudado para aplicação em pequenas centrais termelétricas;
- b) Estudar o desempenho do motor no tocante à eficiência energética, processo de combustão e de emissão de gases, quando submetido a variações de carga e diferentes percentagens de biodiesel na mistura diesel/biodiesel, mantendo uma taxa de substituição fixa de cerca de 85% para o gás natural;
- c) Modelar e analisar do ponto de vista energético, o sistema térmico (motor), usando os conceitos da termodinâmica clássica;
- e) Avaliar a relação dos resultados teóricos obtidos com o modelo proposto, auxiliado pelos softwares *EES* e *Grapher*, com os resultados experimentais visando a otimização do modelo e do processo.

f) Traçar um perfil comparativo entre as operações do motor nos modos a diesel puro, e dual com a mistura diesel/biodiesel e gás natural, neste trabalho e em outros na literatura.

1.2 Motivação

A motivação para este trabalho está no fato de que algumas pesquisas (Costa, 2007) vem comprovando a eficácia do emprego de combustíveis de forma dual em motores de combustão interna com ignição por compressão, no sentido de reduzir as emissões de gases e outros efluentes agressivos ao meio ambiente, obtendo-se uma maior eficiência energética.

Destaca-se ainda a vontade de contribuir para a viabilidade da produção de energia elétrica a partir da utilização de motores diesel alimentados pela mistura diesel/biodiesel e gás natural, o que é inegavelmente uma contribuição importante para a geração de energia elétrica no Brasil, uma vez que os recursos para sua geração estão dando sinais de colapso, tais como as dificuldades por geração hídrica, com a qual vem se verificando inúmeros *black outs* ao longo dos últimos anos e necessidade de investimentos em mais hidrelétricas, o que vem a acrescentar problemas ambientais com os ecossistemas

Em relação à fonte de energia gás natural o Brasil desfruta de posição privilegiada em sua matriz energética, pois dispõe de grande número de reservas provadas com altos volumes acumulados deste combustível de combustão mais limpa e uma nova e moderna rede de gasodutos em crescente expansão.

Também em relação ao biodiesel o Brasil está em vantagem devido ao seu clima e vegetação favoráveis para a obtenção da matéria - prima para produzi-lo .

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Combustíveis

O termo combustível está, hoje em dia, associado à ideia de fonte de energia calorífica. Desta forma, o termo dificilmente se dissocia de outras formas de energia que também podem fornecer calor. Por exemplo, emprega-se o termo combustível nuclear quando se faz referência a substâncias que por meio de fissão nuclear produzem calor. Entretanto, no sentido exato do termo, combustível é a substância susceptível de se combinar quimicamente com outra através de uma reação exotérmica, isto é, uma reação que desprende calor.

A despeito, inúmeros elementos e compostos químicos possuem esta susceptibilidade, principalmente quando a reação é feita entre eles e o oxigênio. Assim, o benzeno, o tolueno e muitos outros compostos orgânicos são combustíveis. Os metais como o ferro, o alumínio, o magnésio, em certas condições comportam-se como combustíveis. Muitos outros elementos também queimam, como o silício e o enxofre, (José, 2004).

Durante muitos anos os derivados de petróleo se tornaram o tipo mais utilizado de combustível industrial. Nas décadas recentes, outros tipos de combustíveis têm sido utilizados e pesquisados, principalmente aqueles que produzem menor impacto ambiental que os combustíveis fósseis, (Bizzo, 2003).

Do ponto de vista de origem, os combustíveis podem ser classificados como: fósseis (não renováveis) e vegetais (renováveis), os quais estão representados pela Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Classificação dos combustíveis (fósseis/vegetais).
 Fonte: Bizzo (2003)

Origem	Combustível básico	Derivado
Fósseis	Petróleo	GLP Gasolina Óleo Diesel Óleo Combustível Óleos Residuais
	Gás natural	
	Xisto betuminoso Carvões minerais	Gases manufacturados
Vegetais	Cana de açúcar	Bagaço - de - cana Álcool Etílico
	Lenha	Carvão Vegetal Gases manufacturados Etanol
	Resíduos vegetais	Biogás

Do ponto de vista industrial apenas algumas substâncias são consideradas relevantes para aplicação nos seus processos. Para tal consideração são necessárias as seguintes condições:

- Disponibilidade, o que está ligado à existência de grandes quantidades;
- baixo custo, ou seja, preço acessível no local de consumo, aliado ao seu potencial energético;
- aplicabilidade, isto é, a tecnologia associada ao seu uso deve estar disponível.

A energia liberada num processo de combustão normalmente é quantificada pelo Poder Calorífico de um combustível, o qual é definido como a quantidade de calor despreendido pela combustão completa de uma unidade de volume ou massa do combustível.

Quando a quantidade de calor é medida com os produtos de combustão na fase gasosa, denomina-se de Poder Calorífico Inferior (PCI). No entanto, caso a água dos produtos de combustão for considerada na fase líquida, ou seja, com os produtos de combustão à temperatura ambiente, o calor liberado é denominado de Poder Calorífico Superior (PCS). A diferença entre os dois valores é a entalpia de vaporização da água, tanto a que é formada na combustão como a que está presente no combustível como umidade, (José, 2004).

2.2 A aplicação de motores de combustão interna em pequenas centrais termelétricas: Grupos-geradores a diesel

No que tange a geração elétrica através de motores diesel, vem se verificando que um grande número de grupos geradores, tipicamente acionados por motores Diesel, estão instalados em diversos setores da economia. Citam-se tanto os grupos de geração de energia elétrica para serviço público quanto os de energia elétrica de emergência, instalados nas indústrias, hotéis e hospitais. A potência unitária dos geradores Diesel, se comparada a das grandes usinas termelétricas ou hidráulicas, tipicamente não é grande. Deve-se, entretanto, ponderar que o número de unidades instaladas é expressivo e que, em conjunto, respondem por uma fração significativa da potência total das usinas térmicas instaladas no país. Apenas as usinas Diesel hoje autorizadas a fornecer energia elétrica à rede respondem por cerca de 25% da potência total do parque termelétrico brasileiro. Normalmente este potencial fica ocioso devido ao custo do óleo Diesel - seu consumo na geração contínua de energia elétrica não compete economicamente com outros energéticos. O uso do Diesel se justifica apenas em situações especiais, como no caso das eventuais interrupções de fornecimento da rede, horários onde a demanda por potência é grande e em localidades distantes da rede elétrica. A possibilidade do consumo de gás natural, energético de preço atraente, nos geradores a Diesel atualmente instalados, constitui uma oportunidade interessante. A conversão das máquinas a Diesel existentes para o gás natural representaria um grande aumento na oferta de energia elétrica já que estes, consumindo o energético de baixo custo, poderiam operar continuamente e não mais ocasionalmente como hoje, (Pereira 2003).

Outra alternativa viável é a aplicação do biodiesel em combinações com o diesel do petróleo, no sentido de se reduzir o consumo deste combustível fóssil, visando também reduzir as emissões de gases e outros efluentes degradantes do meio ambiente.

2.3 Combustíveis utilizados em grupos-geradores para centrais termelétricas

2.3.1 Óleo diesel

O óleo diesel é um combustível derivado do petróleo, constituído basicamente por hidrocarbonetos. É um composto formado principalmente por átomos de carbono, hidrogênio, possui baixas concentrações de enxofre e nitrogênio. É um produto inflamável, medianamente tóxico, volátil, límpido, isento de material em suspensão e com odor forte e característico.

O óleo diesel é utilizado em motores de combustão interna com ignição por compressão (motores do ciclo diesel) empregados nas mais diversas aplicações, tais como: automóveis, furgões, ônibus, caminhões, pequenas embarcações marítimas, máquinas de grande porte, locomotivas, navios e aplicações estacionárias (geradores elétricos, por exemplo).

A partir do refino do petróleo obtém-se, pelo processo inicial de destilação atmosférica, entre outras, as frações denominadas de óleo diesel leve e pesado, básicas para a produção de óleo diesel. A elas podem ser agregadas outras frações como a nafta, o querosene e o gasóleo leve de vácuo resultando no produto conhecido como óleo diesel.

O óleo diesel é produzido de modo a atender os diversos requisitos para sua utilização em motores e tem algumas características controladas para que os veículos tenham desempenho adequado, com emissões de acordo com as normas estabelecidas pelos órgãos ambientais tais como o CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente).

Sua fórmula molecular varia de acordo com o tipo de diesel; no entanto, em se tratando da combustão do combustível líquido, é conveniente exprimir a composição em termos de um único hidrocarboneto, embora ele seja uma mistura de vários hidrocarbonetos.

O óleo diesel é usualmente considerado como duodecano $C_{12}H_{26}$ (Van Wylen e Sonntag, 1976). No entanto, outras fórmulas moleculares são também usadas. Por exemplo, de acordo com Ferguson (2001), pode-se escrever para óleo diesel: $C_{14,4}H_{24,9}$.

Características importantes que pode-se citar estão listadas a seguir conforme a PETROBRAS distribuidora.

Qualidade de Ignição

Diferentemente dos motores à gasolina ou álcool que aspiram uma mistura ar/combustível e têm uma ignição por centelha (velas de ignição), nos motores diesel o início da combustão se dá por auto-ignição do combustível. Nesses motores, o ar aspirado para o interior do cilindro é comprimido pelo pistão, de forma a elevar a temperatura.

O combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, antes do pistão atingir o ponto morto superior. O tempo decorrido entre o início da injeção e o início da combustão é chamado de atraso de ignição. Este atraso é consequência do tempo requerido para que ocorra a pulverização e mistura do combustível com o ar, o aquecimento dessa mistura, seguidos das reações químicas precursoras da combustão para finalmente ocorrer a ignição dessa mistura. Quanto menor for o atraso melhor será a qualidade de ignição do combustível. Um atraso longo provoca um acúmulo de combustível sem queimar na câmara, que quando entra em auto-ignição muito antes do PMS, provoca aumento brusco de pressão e um forte ruído característico, chamado de batida diesel.

A qualidade de ignição do diesel pode ser medida pelo número de cetano (NC) ou calculado pelo índice de cetano (IC). O número de cetano é obtido através de um ensaio padronizado do combustível em um motor mono-cilíndrico, onde se compara o seu atraso de ignição em relação a um combustível padrão com número de cetano conhecido.

O combustível padrão é uma mistura equivalente de n-hexadecano ou cetano (NC = 100) e alfa-metilnaftaleno (NC = 0). Portanto um combustível com NC = 45 tem a mesma qualidade de ignição que uma mistura dos padrões acima contendo 45% de cetano. O heptametilnonano (HMN), com NC = 15, foi adotado como o limite inferior da escala, em

substituição ao alfa metilnaftaleno do procedimento original, por ser um produto mais estável. O número de cetano adequado para motores diesel, em geral situa-se na faixa de 40 a 60.

Volatilidade

As frações mais leves do óleo diesel, isto é, de menores temperaturas de ebulição, devem ser controladas por questões de segurança no manuseio, transporte e armazenagem devido aos riscos de inflamabilidade. As frações mais pesadas, de vaporização mais difícil, devem ser controladas, pela necessidade de se vaporizar totalmente o óleo diesel quando ele é injetado na câmara de combustão. A vaporização completa do diesel possibilita a redução das emissões de particulados, óxidos de nitrogênio, monóxido de carbono e combustível não queimado.

Densidade

Indica a quantidade de massa por unidade de volume do combustível que é injetada no motor. Como a bomba injetora alimenta o motor com volumes constantes para cada condição de operação, variando-se a densidade, varia-se a massa de combustível injetada, causando um enriquecimento da mistura ar/combustível, provocando o aumento das emissões de particulados, monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos. Portanto, é importante controlar a especificação da faixa de densidade do diesel.

Teor de Enxofre

Os petróleos contêm compostos de enxofre, muito dos quais são removidos pelo refino. Os óxidos de enxofre formados pela combustão do óleo diesel podem ser descarregados para a atmosfera ou se transformarem em ácidos na câmara de combustão. Menores teores de enxofre no diesel apresentam efeitos tais como redução do desgaste de anéis e cilindros, redução de depósitos nos cilindros, redução dos particulados e redução dos óxidos de enxofre.

2.3.2 Gás natural

2.3.2.1 Breve histórico

Registros antigos mostram que a descoberta do gás natural (GN) ocorreu no Irã entre 6000 e 2000 a.C. e que, na Pérsia, utilizava-se o combustível para manter aceso o "fogo eterno", símbolo de adoração de uma das seitas locais. O GN já era conhecido na China desde 900 a.C., mas foi em 211 a.C. que o país começou a extrair a matéria-prima com o objetivo de secar pedras de sal. Utilizavam varas de bambu para retirar o GN de poços com profundidade aproximada de 1000 metros, (GásEnergia, 2005).

Na Europa, o gás natural só foi descoberto em 1659, não despertando interesse por causa da grande aceitação do gás resultante do carvão carbonizado (town gas), que foi o primeiro combustível responsável pela iluminação de casas e ruas desde 1790. Já nos Estados Unidos, o primeiro gasoduto com fins comerciais entrou em operação na cidade de Fredonia, no Estado de Nova York, em 1821, fornecendo energia aos consumidores para iluminação e preparação de alimentos.

O gás natural passou a ser utilizado em maior escala na Europa no final do século XIX, devido a invenção do queimador Bunsen, em 1885 (por Robert Bunsen) - que misturava ar com gás natural - e a criação de um gasoduto à prova de vazamentos, em 1890. Mesmo assim, as técnicas de construção eram modestas e os gasodutos tinham no máximo 160 km de extensão, impedindo o transporte de grandes volumes a longas distâncias, e, conseqüentemente, reduzindo a participação do GN no desenvolvimento industrial, marcado pela presença de óleo e carvão.

No final de 1930, os avanços na tecnologia de construção de gasodutos viabilizaram o transporte do GN para longos percursos. O mercado industrial do gás natural era relativamente pequeno até a 2ª Guerra Mundial, quando então o GN tornou-se extremamente disponível. Entre 1927 e 1931, já existiam mais de 10 linhas de transmissão de grande porte nos Estados Unidos, mas sem alcance interestadual. A descoberta de vastas reservas também contribuiu para reduzir o preço do GN, que o tornou uma opção mais atraente que o "town gas", (GásEnergia, 2005).

O “boom” de construções pós-guerra durou até o ano de 1960 e foi responsável pela instalação de milhares de quilômetros de dutos, proporcionado pelos avanços em metalurgia, técnicas de soldagem e construção de tubos. Desde então, o gás natural passou a ser utilizado em grande escala por vários países, devido às inúmeras vantagens econômicas e ambientais.

No Brasil, a utilização do gás natural só começou a se viabilizar por volta da década de 40, com as descobertas de óleo e gás na Bahia no entanto, a produção localizada era apenas capaz de atender as indústrias baianas. Com a exploração da bacia de Campos no Rio de Janeiro na década de 80, a participação do gás natural foi para aproximadamente 3% da matriz energética nacional. No final do século passado, o governo brasileiro estabeleceu como meta até 2010, uma participação do gás natural na matriz energética brasileira da ordem de 12%.

As perspectivas atuais de utilização do GN são extremamente positivas, já que a demanda por combustíveis não poluentes para a indústria, comércio e transportes, bem como, para geração termelétrica aumenta expressivamente, (GásEnergia, 2005).

2.3.2.2 Características gerais do gás natural

A composição do gás natural varia muito, mas geralmente contém metano (CH_4), etano (C_2H_6), propano (C_3H_8), butano (C_4H_{10}), dióxido de carbono (CO_2), nitrogênio (N_2) e oxigênio (O_2).

Em veículos o gás natural, pode ser armazenado comprimido na fase gasosa (GNC) ou na fase líquida (GNL). Neste último caso a temperatura terá que ser mantida abaixo dos -162°C , o que limita tanto a armazenagem como o abastecimento. No uso do GNC, o principal problema reside na massa que é possível armazenar num determinado volume (depósito) mesmo a pressões elevadas (200-300 bar) a densidade energética é baixa, pelo que a sua utilização será mais indicada em veículos que possam dispor de grandes volumes de armazenamento. À pressão de 200 bar e 15°C , 200 litros de GNC fornecerão a mesma autonomia que 30 litros de gasolina. Porém, se o abastecimento for rápido, a temperatura final será mais elevada (compressão do gás), pelo que a autonomia será penalizada em cerca de 15% (correspondente a 25 litros de gasolina),(Martins, 2006).

O gás natural ainda pode ser usado em motores de combustão interna do ciclo diesel adequadamente preparados para o seu uso, tais como motores de locomotivas, ônibus e caminhões, como também em motores estacionários usados em pequenas centrais termelétricas. Em geral esses motores são bicomustíveis e funcionam com ou sem misturas, o que lhes garantem grande versatilidade operacional, (Santos, 2006).

Como o metano (CH_4) tem uma baixa relação C/H (1:4 para o metano e 1:2,3 para gasolina), a produção de CO_2 é comparativamente baixa (menos de 25 % que usando gasolina), assim como apresenta reduzida emissão de poluentes. Os motores projetados para queimar gás natural beneficiam-se da elevada taxa de compressão, resultado do maior índice de octano. O gás natural tem uma velocidade de propagação de chama significativamente inferior à da gasolina, fazendo-se necessário também aumentar o avanço à ignição, podendo haver também problemas com a duração da combustão a elevadas velocidades de rotação do motor). A energia para o início de combustão é cerca de 1/3 maior que a necessária para a gasolina, pelo que os motores a usar este tipo de combustível terão de ter um sistema de ignição reforçado, principalmente quando se está a usar misturas pobres. Relativamente às emissões de poluentes, a sua fácil mistura com o ar implica em níveis mais baixos de HC (hidrocarbonetos não queimados) e CO (monóxido de carbono), que podem ser minimizados ainda mais pelo uso de misturas pobres e extra pobres. Neste caso a produção de NO_x é também baixa e como a grande percentagem de HC produzidos são metano (considerado não poluente), a produção de NMHC, do inglês *non-methane hydrocarbons* (hidrocarbonetos não metano) é muito baixa, (Martins, 2006).

Em termelétricas o gás natural tem como vantagens a redução da área de recebimento do combustível, eliminação de aquecedores de combustível, simplificação dos queimadores e eliminação dos sistemas de tratamento de gases de exaustão. Tudo isso torna o projeto mais simplificado e baixa os custos para instalação das termelétricas, (Santos, 2006). Na Tabela 2.2 encontram-se propriedades gerais do gás natural conforme dados de 2003 da PETROBRAS, (Borges, 2003).

Tabela 2.2 - Composição típica do gás natural no Brasil.

Fonte: Borges (2003)

Composição (percentagem molar)	Gases nacionais					
	A	B	C	D	E	F
Origem	Bacia de Campos (RJ)	Coletor de Cabiúnas (RJ)	Entrada UPGN - 2 REDUC	Saída UPGN - 2 REDUC	Carmópolis (SE)	Ubarana (RN)
C ₁	78,01	75,598	77,94	89,82	84,7	67,01
C ₂	9,66	9,514	11,93	7,94	5,45	13,62
C ₃	6,82	6,376	6,11	0,77	3,14	9,68
nC ₄	1,91	1,626	1,32	0,02	0,83	2,31
iC ₄	1,01	0,840	0,84	-	0,69	1,28
nC ₅	0,49	0,358	0,23	-	0,19	0,39
iC ₅	0,45	0,346	0,29	-	0,36	0,39
C ₆	0,33	0,194	0,05	-	0,83	2,31
C ₇	0,19	0,055	0,02	-	0,69	1,28
N ₂	0,4	0,358	0,63	0,73	0,19	0,39
CO ₂	0,73	0,735	0,64	0,72	0,25	0,42
O ₂	-	-	-	-	0,05	3,52
PCS (kcal/m ³) (1 atm, 20° C)	11296,3	10892,0	10922,1	9352,9	0,03	-
Densidade relativa (ar=1)	0,7496	0,7261	0,7229	0,6101	0,6714	0,8340
Porcentagem de riqueza C ₃ ⁺	11,200	9,795	8,860	0,790	5,510	14,600
% diluentes	1,130	1,093	1,270	1,45	4,340	4,770

2.3.3 O biodiesel

2.3.3.1 Breve histórico

Após a crise do petróleo iniciada no final de 1973, todos os países importadores de petróleo foram afetados, principalmente aqueles em desenvolvimento como o Brasil. Essa crise causou uma necessidade em se obter fontes alternativas de energia. Uma das alternativas colocadas em questão foi a utilização de óleo vegetal ao invés de óleo diesel, pois estes óleos poluem menos e tem poder calorífico bastante elevado.

No Brasil a saída para essa crise foi o Programa Nacional do Álcool (PROALCOOL), porém os veículos de cunho comercial, como caminhões, ainda utilizam o diesel como combustível.

A utilização dos óleos vegetais no Brasil teria grande futuro, já que nosso país é um dos maiores produtores mundiais de soja e possui grandes perspectivas para a produção de outras sementes oleaginosas como mamona, girassol entre outras.

Apesar de pesquisas serem realizadas desde a década de 20 sobre combustíveis alternativos e renováveis, só há alguns anos que os veículos bicompostíveis começaram a ser testados, especialmente em centros urbanos.

Foi então, a partir da década de 90 que novos testes, implantação de plantas industriais e produção em escala comercial começaram a ser impulsionadas, visando principalmente o meio ambiente e a procura de um novo combustível competitivo com o petróleo.

Em setembro de 2004, o governo deu o primeiro passo para regularizar o biodiesel. O combustível já havia sido incluído na Medida Provisória (MP) 214, Lei do Petróleo, 1997. Segundo esta MP, biodiesel "é um combustível renovável e biodegradável, derivado de óleos vegetais ou de gorduras animais, que possa substituir parcial ou totalmente o óleo diesel de origem fóssil".

2.3.3.2 Características gerais

A implementação do biodiesel requer uma estrutura organizada de forma a atingir todos os mercados, ganhando assim competitividade. São necessários investimentos para a obtenção de desenvolvimento tecnológico para assim em longo prazo termos um produto de qualidade com rentabilidade.

O Brasil ocupa uma posição de destaque na produção e exportação de óleo de soja mostrando seu grande potencial para se tornar produtor e consumidor de biodiesel a partir deste óleo. Pode-se ainda citar a oportunidade da utilização de diferentes sementes oleaginosas para a produção de biodiesel devido à variedade de sementes encontradas nas diversas regiões do país.

Apesar da maior parte do biodiesel produzido mundialmente ser proveniente do óleo de soja, pode-se obter este produto de qualquer óleo vegetal considerado um óleo fixo ou ainda de gordura animal.

No Brasil, os óleos vegetais mais comumente usados são os óleos de soja, milho, mamona, girassol, amendoim, algodão, palma, entre outros. Os óleos conhecidos como essenciais, constituem uma família de óleos vegetais que não pode ser utilizada na produção de biodiesel, devido a sua constituição, uma mistura volátil. Porém, alguns óleos essenciais podem ser utilizados, in natura, na forma de mistura com óleo diesel mineral ou biodiesel. Pode-se citar como exemplo desses óleos, o óleo de andiroba e o óleo da casca de laranja, entre outros.

Outra matéria prima de grande interesse são os óleos e gorduras residuais. Esse tipo de matéria prima pode ser obtido de diversas formas.

Os óleos de frituras representam um potencial de oferta surpreendente, superando, as mais otimistas expectativas. Tais óleos têm origem em determinadas indústrias de produção de alimentos, nos restaurantes comerciais e institucionais, e ainda, nas lanchonetes, (Parente, 2003).

Outra forma de obtenção de biodiesel é através dos óleos e gorduras de animais, já que essas substâncias possuem estruturas químicas semelhantes as dos óleos vegetais, sendo moléculas triglicéridicas de ácidos graxos. Havendo somente, pequenas diferenças entre os percentuais de ácidos graxos predominantes em óleos e gorduras.

Desta forma, devido às semelhanças, as gorduras animais também podem ser transformadas em biodiesel. Alguns exemplos dessas gorduras animais são sebo bovino, óleos de peixes, entre outros.

Também é surpreendente os volumes ofertados de sebo de animais, especialmente de bovinos, nos países produtores de carnes e couros, como é o caso do Brasil. Tais matérias primas são ofertadas, em quantidades substantivas, pelos curtumes e pelos abatedouros de animais de médio e grande porte, (Parente, 2003).

2.3.3.3 Biodiesel no Brasil

No Brasil, a trajetória do biodiesel começou a ser delineada com as iniciativas de estudos realizados pelo Instituto Nacional de Tecnologia, na década de 20 do século 20, e ganhou destaque em meados de 1970, com a criação do Plano de Produção de Óleos Vegetais para Fins Energéticos (Pró-óleo), que nasceu na esteira da primeira crise do petróleo. Em 1980, o Plano passou a ser o Programa Nacional de Óleos Vegetais para Fins Energéticos, pela Resolução nº 7 do Conselho Nacional de Energia. O objetivo do programa era promover a substituição de até 30% de óleo diesel, apoiado na produção de soja, amendoim, colza e girassol. Novamente, a estabilização dos preços do petróleo e a entrada do Proálcool, juntamente com o alto custo da produção e esmagamento das oleaginosas, foram fatores determinantes para a desaceleração do programa. No entanto, apesar da escassez de incentivos e da desaceleração dos programas governamentais, muitas experiências concretas seguiram o seu curso, pois devido a sua grande extensão territorial e a seu clima propício a plantação de sementes oleaginosas, o Brasil é um país com grande potencial para exploração da biomassa para fins alimentício, químico e energético. (Biodiesel-SEBRAE/NA).

No País, são cultivadas diversas espécies oleaginosas que possuem potencial para serem utilizadas como matéria-prima na produção de biodiesel, tais como a soja, a mamona, o girassol e o dendê, conforme a Figura 2.1



Figura 2.1- Potencialidade de produção de oleaginosas no Brasil.
Fonte: Biodiesel - SEBRAE/NA

A Lei nº 11.097, publicada em 13 de janeiro de 2005, introduziu o biodiesel na matriz energética brasileira e ampliou a competência administrativa da ANP, que passou, desde então, a denominar-se Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. A partir da publicação da citada lei, a ANP assumiu a atribuição de regular e fiscalizar as atividades relativas à produção, controle de qualidade, distribuição, revenda e comercialização do biodiesel e da mistura óleo diesel-biodiesel.

Desde 1º de janeiro de 2010, o óleo diesel comercializado em todo o Brasil contém 5% de biodiesel. Esta regra foi estabelecida pela Resolução nº 6/2009 do Conselho Nacional de Política Energética (CNPE), publicada no Diário Oficial da União (DOU) em 26 de outubro de 2009, que aumentou de 4% para 5% o percentual obrigatório de mistura de biodiesel ao óleo diesel. A contínua elevação do percentual de adição de biodiesel ao diesel demonstra o sucesso do Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel e da experiência acumulada pelo Brasil na produção e no uso em larga escala de biocombustíveis.

Como vantagens do biodiesel pode-se citar: ser uma fonte de energia renovável, biodegradável não tóxica. Além disso, todo o gás carbônico emitido na queima do combustível é capturado pelas plantas. Sua produção é segura não causando riscos ao meio ambiente e sua utilização diminui a emissão de gases causadores do efeito estufa; é também considerado um excelente lubrificante que pode aumentar a vida útil dos motores de combustão interna de veículos e máquinas estacionárias.

O biodiesel é facilmente produzido e armazenado. Devido ao pequeno risco de explosão, é facilmente transportado.

Na Tabela 2.3 tem-se algumas propriedades de biodiesel originário de alguns vegetais comparando-se com o diesel fóssil.

2.4 O processo de combustão

O processo de combustão envolve a oxidação dos constituintes do combustível que são oxidáveis e pode, portanto, ser representado por uma equação química. Durante o processo de combustão, a massa de cada elemento permanece a mesma. Assim, escrever as equações químicas e resolver os problemas que envolvem quantidades dos vários constituintes implica, basicamente, na conservação da massa de cada elemento. Este capítulo se destina a analisar e discutir processos de combustão mais básicos, visando explicitar o seu entendimento.

Tabela 2.3- Propriedades de biodiesel originário de alguns vegetais em comparação com o diesel fóssil.

Fonte: Ferguson (2001) e Martins (2006)

	Gasóleo (óleo diesel)	Óleo de soja	Éster metílico de soja	Éster metílico de colza
Densidade	0,85	0,92	0,89	0,88
Viscosidade a 40°C (cSt)	3,0	3,3	3,9	4,1
% de enxofre (em massa)	0,036	0,01	0,01	0
Índice de cetano	50-54		54-58	52
Poder calorífico superior (MJ/kg)	45,4	39,3	39,8	40,2

Considere, inicialmente, a reação do carbono com o oxigênio, como sugere:



Essa equação indica que um kmol de carbono reage com um kmol de oxigênio para formar um kmol de dióxido de carbono. Isso também significa que 12 kg de carbono reagem com 32 kg de oxigênio para formar 44 kg de dióxido de carbono. Todas as substâncias iniciais que sofrem o processo de combustão são chamadas reagentes e as substâncias que resultam do processo são chamadas produtos.

Quando um combustível constituído por hidrocarbonetos é queimado, o carbono e o hidrogênio são oxidados. Por exemplo, considere a combustão do metano.



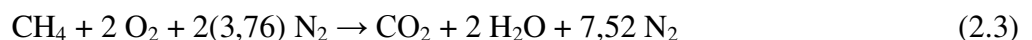
Nesse caso, os produtos de combustão incluem dióxido de carbono e água. A água pode estar na fase vapor, líquida ou sólida, dependendo da temperatura e pressão dos produtos de combustão.

Deve ser observado que nos processos de combustão sempre ocorre a formação de muitos produtos intermediários durante a reação química. Porém, em muitas situações o interesse é somente nos reagentes e produtos finais e não nos produtos intermediários (apesar de esse aspecto ser muito importante no estudo detalhado dos processos de combustão).

Na maioria dos processos de combustão, o oxigênio é fornecido pelo ar e não como oxigênio puro. A composição do ar, em base molar, é aproximadamente 21% de oxigênio, 78% de nitrogênio, e 1% de argônio. Vamos admitir que o nitrogênio e o argônio não participem das reações químicas (exceto na dissociação). No final da combustão, entretanto, eles estão à mesma temperatura dos demais produtos e, portanto, sofrem uma mudança de estado (considerando que a temperatura final dos produtos não é igual à inicial dos reagentes). É importante ressaltar que algumas reações químicas, entre o oxigênio e o nitrogênio, ocorrem nas câmaras dos motores de combustão interna (devido às altas temperaturas de reação). Isso provoca a poluição do ar com os óxidos de nitrogênio que estão presentes nos gases de escapamento dos motores.

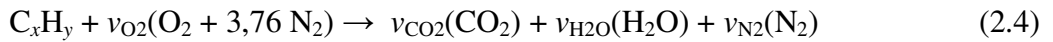
O argônio é normalmente desprezado na solução dos problemas de combustão que envolvem o ar e, assim, o ar passa a ser considerado como sendo composto por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em volume. Sob esta consideração, o nitrogênio apresenta um peso molecular de 28,16 kg/kmol (levando em conta o argônio), enquanto o nitrogênio puro apresenta peso molecular igual a 28,013 kg/kmol..

A hipótese de que o ar é constituído por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, em base volumétrica, conduz à conclusão de que para cada mol de oxigênio estão envolvidos $79,0/21,0 = 3,76$ mols de nitrogênio. Portanto, quando o oxigênio para a combustão do metano for fornecido pelo ar, pode-se escrever



A quantidade mínima de ar que fornece o oxigênio suficiente para a combustão completa do carbono, hidrogênio e quaisquer outros elementos do combustível que possam oxidar é chamada de ar teórico. Quando se consegue combustão completa dos reagentes com

o ar teórico, os produtos resultantes não contêm oxigênio. A equação geral para a combustão de um hidrocarboneto com ar apresenta a seguinte forma:



em que os coeficientes relativos às substâncias são conhecidos como os coeficientes estequiométricos. A conservação das espécies químicas nos fornece a quantidade de ar teórica. Assim,

$$C: \nu_{CO_2} = x$$

$$H: 2\nu_{H_2O} = y$$

$$N_2: \nu_{N_2} = 3,76 \times \nu_{O_2}$$

$$O_2: \nu_{O_2} = \nu_{CO_2} + 2\nu_{H_2O}/2 = x + y/4$$

e o número total de kmols de ar para um kmol de combustível é:

$$n_{ar} = \nu_{O_2} \times 4,76 = 4,76(x + y/4)$$

Essa quantidade é igual a 100% do ar teórico. Sabe-se, experimentalmente, que a combustão completa não é alcançada, a menos que a quantidade de ar fornecida seja maior que a quantidade teórica necessária.

Dois parâmetros importantes, utilizados para expressar a relação entre o combustível e o ar, são a relação ar-combustível (designada por AC) e seu recíproco, a relação combustível-ar (designada por CA). Essas relações são comumente calculadas em base mássica, mas, algumas vezes, também são calculadas em base molar. Assim,

$$AC_{mássica} = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \quad (2.5)$$

$$AC_{molar} = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \quad (2.6)$$

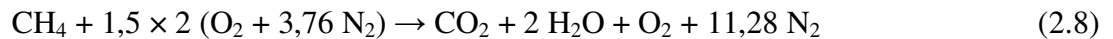
Também podemos representar a quantidade de ar realmente fornecida à reação em função da porcentagem de ar teórico ou por meio da relação de equivalência que é definida do seguinte modo:

$$\phi = \frac{CA}{CA_s} = \frac{AC_s}{AC} \quad (2.7)$$

onde o subscrito *s* é utilizado para indicar que a relação se refere a 100% do ar teórico (também conhecido como ar estequiométrico).

Note que é indiferente utilizar-se a base mássica ou a molar nessa definição, pois a porcentagem de ar teórico ou a razão de equivalência são ambas razões ar-combustível entre a quantidade estequiometricamente necessária e a de fato existente, sendo que as massas moleculares se cancelam.

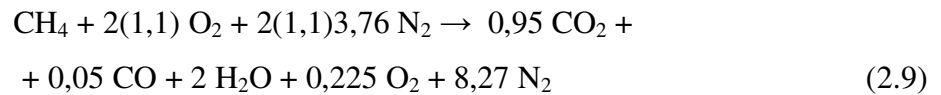
Assim, 150% de ar teórico significa que ar é fornecido numa quantidade uma vez e meia maior que a referente ao ar teórico (a relação de equivalência é igual a 2/3). A combustão completa do metano com 150% de ar teórico é escrita do seguinte modo:



A quantidade de ar de fato fornecida no processo pode ser também expressa em termos de porcentagem de ar em excesso. O excesso de ar é a quantidade de ar fornecido acima ou abaixo da quantidade estequiométrica necessária. Então, 150% de ar teórico são equivalentes a 50% de ar em excesso. Os termos ar teórico, ar em excesso e razão de equivalência são todos utilizados e dados como informações equivalentes sobre a mistura reacional de combustível e ar.

Quando a quantidade de ar fornecida é menor que a quantidade de ar teórico necessária, a combustão é dita incompleta. Se há somente uma pequena deficiência de ar, o resultado é que um pouco de carbono reage com o oxigênio para formar o monóxido de carbono (CO), em vez de dióxido de carbono (CO₂). Se a quantidade de ar fornecida for consideravelmente menor que a quantidade de ar teórico necessária, poderão existir também alguns hidrocarbonetos nos produtos de combustão.

Pode-se encontrar pequenas quantidades de monóxido de carbono nos produtos de combustão, mesmo se fornecermos um pouco de excesso de ar. A quantidade exata formada depende de diversos fatores, incluindo a mistura e a turbulência durante a combustão. Assim, a combustão do metano com 110% de ar teórico poderia ser expressa do seguinte modo:



A análise dos produtos de combustão propicia um método bem simples para calcular a quantidade de ar realmente fornecida ao processo de combustão. Existem vários métodos experimentais para realizar essas análises. Alguns produzem resultados em uma base “seca”, isto é, fornecem a análise fracionária de todos os componentes, exceto a água. Outros procedimentos experimentais dão resultados que incluem o vapor d’água. Nesta apresentação, não há preocupação em um detalhamento dos instrumentos e procedimentos experimentais, mas sim com a utilização correta de tais informações nas análises termodinâmicas das reações químicas. Nesse contexto, as análises dos produtos de combustão podem ser utilizadas para determinar a reação química e a composição do combustível.

O princípio básico utilizado para obter a relação real ar–combustível a partir da análise dos produtos de combustão é a conservação de massa de cada um dos elementos. Assim, pode-se fazer um balanço do carbono, do hidrogênio, do oxigênio e do nitrogênio (e qualquer outro elemento que possa estar envolvido na reação) na transformação de reagentes em produtos. Além disso, sabe-se que existe uma relação definida entre as quantidades de alguns desses elementos. Por exemplo, a relação entre o oxigênio e o nitrogênio do ar é fixa, bem como a relação entre o carbono e o hidrogênio do combustível (se ele é conhecido e formado por hidrocarbonetos).

2.5 Entalpia de formação

Em se tratando de substâncias simples, elas sempre apresentam composição fixa e nunca estão envolvidas com mudanças de composição provocadas por reações químicas. Portanto, ao se tratar de propriedades termodinâmicas das mesmas, sempre se utiliza as

tabelas básicas de propriedades termodinâmicas para a substância considerada, e em cada uma dessas tabelas, as propriedades termodinâmicas são dadas em relação a uma base arbitrária. Nas tabelas para vapor, por exemplo, a energia interna do líquido saturado a 0,01 °C é admitida nula. Esse procedimento é adequado para situações em que não está presente uma mudança de composição, porque nesse caso o interesse está focado nas mudanças das propriedades da substância considerada. Também se observa a liberdade para escolher um valor para um estado de referência sem acarretar em inconsistências nos cálculos efetuados devido a uma mudança de propriedade por uma reação química (que resultaria numa mudança na quantidade de uma determinada substância).

No processo de combustão é diferente, agora uma reação química está incluída e torna-se necessário escolher o estado de referência em uma base comum e consistente. Admite-se então que o estado de referência seja definido pela temperatura de 25 °C e pressão de 0,1 MPa e que nessa condição, as substâncias na fase vapor se comportem como gases ideais.

Pra um melhor entendimento, considere-se o processo de combustão mostrado na Figura 2.2 Essa reação ideal envolve a combustão de carbono sólido com oxigênio gasoso (gás ideal), cada um deles entrando no volume de controle no estado de referência de 25 °C e 0,1 MPa. O dióxido de carbono (gás ideal) formado pela reação sai da câmara no estado de referência (25 °C e 0,1 MPa).

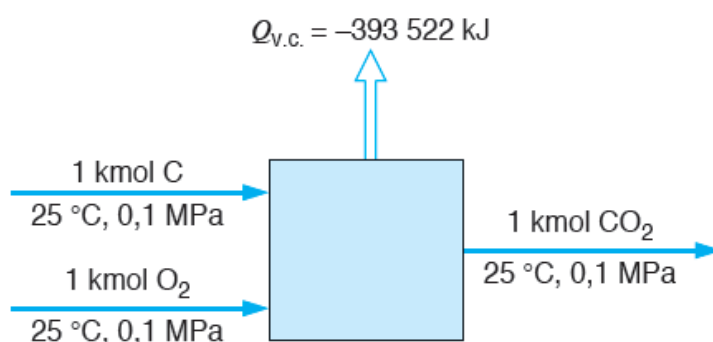


Figura 2.2 - Exemplo do processo de combustão.
Fonte: Sonntag,e Borgnakke (2003)

Se a transferência de calor fosse precisamente medida, seria igual a $-393,522$ kJ/kmol de CO_2 formado. A equação química desse processo é



Aplicando a primeira lei a esse processo, tem-se:

$$Q_{v.c.} + H_R = H_P \quad (2.11)$$

em que os índices R e P referem-se, respectivamente, aos reagentes e produtos. Em algumas situações é conveniente escrever a primeira lei para tal processo da seguinte forma:

$$Q_{v.c.} + \sum_r n_e \bar{h}_e = \sum_p n_s \bar{h}_s \quad (2.12)$$

em que as somatórias se referem, respectivamente, a todos os reagentes e a todos os produtos, sendo que os índices e e s representam o e -ésimo constituinte dos reagentes e o s -ésimo constituinte dos produtos, respectivamente.

Assim, uma medida da transferência de calor nos fornece, realmente, a diferença entre a entalpia dos produtos e dos reagentes. Contudo, seja zero o valor para a entalpia de todos os elementos a 25°C e à pressão de $0,1$ MPa. Nesse caso, a entalpia dos reagentes é nula e

$$Q_{v.c.} + H_P = -393,522 \text{ kJ/kmol} \quad (2.13)$$

A entalpia do CO_2 , a 25°C e à pressão de $0,1$ MPa (relativamente a essa base na qual a entalpia dos elementos é admitida nula), é chamada entalpia de formação. Designar-se-à essa entalpia pelo símbolo \bar{h}_f^0 . Assim, para o CO_2 , pode-se escrever:

$$\bar{h}_f^0 = -393,522 \text{ kJ/kmol} \quad (2.14)$$

A entalpia do CO_2 em qualquer outro estado, relativa a essa base em que a entalpia dos elementos é zero, seria encontrada pela soma da variação de entalpia entre esse estado (gás

ideal a 25 °C, 0,1 MPa) e o estado dado com a entalpia de formação. Isto é, a entalpia a qualquer temperatura e pressão é dada por

$$\bar{h}_{T,P} = (\bar{h}_f^0)_{298\text{ K};0,1\text{ MPa}} + (\Delta\bar{h})_{298\text{ K};0,1\text{ MPa}\rightarrow T,P} \quad (2.15)$$

em que o segundo termo do lado direito da equação representa a diferença entre a entalpia em qualquer estado dado e a entalpia a 298 K e 0,1 MPa.

O procedimento demonstrado para o CO₂ pode ser aplicado para qualquer outro composto.

Mais três observações devem ser feitas em relação à entalpia de formação.

a) Foi demonstrado o conceito de entalpia de formação em função da medida do calor transferido numa reação química ideal em que o composto é formado a partir de seus elementos constituintes. Na realidade, a entalpia de formação é frequentemente determinada a partir da aplicação da termodinâmica estatística e utilizando dados espectroscópico

b) A justificativa para o procedimento de atribuir o valor zero para a entalpia dos elementos a 25 °C e 0,1 MPa está no fato de que, na ausência de reações nucleares, a massa de cada elemento numa reação química é conservada. Essa escolha do estado de referência não traz conflitos ou ambiguidades e é muito conveniente no estudo de reações químicas de um ponto de vista termodinâmico.

Em certos casos, um elemento ou um composto pode existir em mais de um estado a 25 °C, 0,1 MPa. O carbono, por exemplo, pode estar na forma de grafita ou diamante. Assim, torna-se essencial que o estado de referência esteja claramente identificado. Em algumas tabelas na literatura, a entalpia de formação da grafita é nula e a entalpia de cada substância que contém carbono é dada em relação a essa base. Outro exemplo é que o oxigênio pode existir na forma monoatômica, diatômica ou também como ozônio (O₃). O valor nulo para a entalpia de formação será escolhido para a forma que é quimicamente estável no estado de referência, que no caso do oxigênio é a forma diatômica. Cada uma das outras deve ter uma

entalpia de formação consistente com a reação química de sua formação e da transferência de calor relativa à reação que produza aquela forma de oxigênio, (Sonntag et al., 2003).

2.6 Entalpia, energia interna de combustão e calor de reação

A entalpia de combustão, h_{RP} , é definida como a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes quando ocorre combustão completa a uma dada temperatura e pressão. Isto é,

$$\bar{h}_{RP} = H_P - H_R \quad (2.16)$$

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_s (\bar{h}_f^0 - \Delta\bar{h})_s - \sum_R n_e (\bar{h}_f^0 - \Delta\bar{h})_e \quad (2.17)$$

Normalmente, a entalpia de combustão é expressa por unidade de massa ou mol de combustível, tal como por kg de combustível (h_{RP}), ou por kmol de combustível (\bar{h}_{RP}).

A entalpia de formação é fixa. Assim, pode-se considerar que ela é composta pelos termos:

$$H = H^0 + \Delta H \quad (2.18)$$

nos quais

$$H_R^0 = \sum_R n_i \bar{h}_{fi}^0 \quad \Delta H_R = \sum_R n_i \Delta\bar{h}_i \quad (2.19)$$

e

$$H_P^0 = \sum_P n_i \Delta\bar{h}_{fi}^0 \quad \Delta H_P = \sum_P n_i \Delta\bar{h}_i \quad (2.20)$$

A diferença entre a entalpia dos produtos e a dos reagentes pode ser reescrita na forma:

$$H_P - H_R = H_P^0 - H_R^0 + \Delta H_P - \Delta H_R = \bar{h}_{RPO} + \Delta H_P - \Delta H_R \quad (2.21)$$

Observa-se que a diferença de entalpias é função da entalpia de combustão no estado de referência \bar{h}_{RPO} e das variações de entalpia dos produtos ΔH_P e dos reagentes ΔH_R . Essas variações são nulas quando os produtos e os reagentes estão no estado de referência.

As tabelas de entalpia de combustão normalmente apresentam valores de entalpia referentes à temperatura de 25 °C e à pressão de 0,1 MPa.

A energia interna de combustão é definida de modo análogo. Assim:

$$\bar{u}_{RP} = U_P - U_R \quad (2.22)$$

$$\bar{u}_{RP} = \sum_P n_i (\bar{h}_f^0 - \Delta\bar{h} - P\bar{v})_s - \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 - \Delta\bar{h} - P\bar{v})_e \quad (2.23)$$

Frequentemente, são utilizados os termos poder calorífico ou calor de reação. Eles representam a quantidade de calor transferida da câmara durante a combustão ou reação a temperatura constante. No caso de pressão constante, ou processo em regime permanente, conclui-se, pela primeira lei da termodinâmica, que eles são iguais à entalpia de combustão com o sinal contrário. Por esse motivo, a quantidade de calor transferida é, algumas vezes, chamada de poder calorífico à pressão constante.

No caso de um processo a volume constante, a quantidade de calor transferida é igual à energia interna de combustão com sinal contrário e isso é algumas vezes designado como poder calorífico à volume constante, (Sonntag et al., 2003)

2.7 Temperatura adiabática de chama

Considere um processo de combustão que ocorre adiabaticamente e sem envolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial. Para esse processo, a temperatura atingida pelos produtos é chamada de temperatura adiabática de chama. admitindo que o trabalho no processo é nulo e que as variações de energia cinética ou potencial são nulas, essa é a máxima temperatura que pode ser atingida pelos produtos, porque qualquer transferência de calor no processo e qualquer combustão incompleta contribuiria para a diminuição da temperatura dos produtos.

A máxima temperatura adiabática de chama atingida para um dado combustível e certo estado dos reagentes (P e T) ocorre quando a mistura é estequiométrica. A temperatura adiabática de chama pode ser controlada pela quantidade de excesso de ar que é utilizada. Isso é importante, por exemplo, nas turbinas a gás, em que a temperatura máxima admissível é determinada por considerações metalúrgicas. Assim, é essencial realizar um controle rigoroso da temperatura dos produtos de combustão nessa aplicação, (Sonntag et al., 2003)

2.8 A dissociação

Quando uma combustão se dá a uma temperatura elevada (> 1500 K) nem todo o combustível se converte em CO_2 e H_2O , pois a essas temperaturas dá-se uma reação inversa, de dissociação destes compostos em CO , H_2 e O_2 . Esta reação de dissociação existe porque o equilíbrio químico altera-se com a temperatura. Neste caso a reação pode ser descrita da seguinte forma:



Os compostos H , O , OH e NO poderão ser também adicionados ao lado direito da equação anterior, neste caso ficando com 10 compostos nos produtos de reação. Para se determinarem os valores de a , b , c , ..., que possibilitam o acerto da equação, é necessário calcular as condições de equilíbrio químico para as condições de temperatura e pressão dos gases de escape (com uma dada riqueza da mistura). Tal resultará num processo iterativo, pois as condições de equilíbrio mudam com a temperatura, pelo que esta é também desconhecida. As condições de equilíbrio são geralmente equacionadas pela minimização de energia livre de Gibbs ou de Helmholtz, usando multiplicadores de Lagrange. Há programas de computador implementados para calcular a solução para estes modelos.

Da mesma forma que com a elevação da temperatura se dá a dissociação, com seu abaixamento dever-se-ia dar uma nova reação (oxidação) de formação de CO_2 e H_2O , mas como nos motores o abaixamento da temperatura é muito rápido (durante o escape dos gases quando da abertura da válvula de escape) não há tempo para se formarem totalmente esses compostos, dizendo-se que o equilíbrio químico foi “congelado”. Assim aparecem nos gases

de escape mais CO, H₂, e O₂ do que seria de esperar pelo equilíbrio químico à temperatura do escape (para uma mistura estequiométrica nenhum destes compostos deveria aparecer).

Contudo a dissociação faz mais do que “sujar” os gases de escape: esta reação é altamente endotérmica, pelo que reduz a quantidade de calor efetivamente em jogo durante a combustão e baixa a temperatura máxima, diminuindo o rendimento do ciclo. Mesmo que mais tarde a reação exotérmica se dê (à baixa temperatura), o único resultado é os gases de escape aumentarem a sua temperatura, pois a reação dar-se-á durante a descarga dos gases queimados, já fora do cilindro.

Do mesmo modo que a elevadas temperaturas se dá a dissociação, também ocorre uma entre o oxigênio e o nitrogênio do ar, produzindo óxidos de nitrogênio (NO e NO₂), genericamente conhecidos por NO_x e altamente poluentes. Uma das características da formação destes poluentes é que a sua velocidade de formação é relativamente baixa, pelo que a reação inversa (formação de NO₂) muito dificilmente se dá com a rápida expansão do escape. Porém, esta característica também resulta numa muito pequena produção de NO_x em motores de combustão de ignição por compressão de carga homogênea (conhecido na literatura por HCCI), pois este tipo de combustão é muito rápida, (Van Wylen e Sonntag, 1976)

2.9 Considerações sobre os motores de combustão interna

2.9.1 Princípio de funcionamento de um motor de combustão interna

O motor de combustão interna aproveita o aumento de pressão resultante da combustão da mistura ar-combustível para imprimir um movimento de rotação ao veio do motor. O motor é constituído por cilindros, dentro dos quais deslizam pistões, ligados a uma manivela (veio motor ou cambota) pelas bielas (Figura 2.3). Ao se fazer rodar a cambota, os pistões sobem e descem nos diversos cilindros. Inversamente, o pistão submetido a elevadas pressões, faz rodar a cambota. Para que o motor não pare quando um pistão estiver a comprimir ar num cilindro, ou para que não tenha um andamento muito irregular, uma extremidade da cambota é munida de um volante de inércia, que acumula energia cinética.

O ponto mais alto que o pistão pode atingir dentro do cilindro é chamado de ponto morto superior ou PMS (Figura 2.3). Ao ponto mais baixo chama-se ponto morto inferior PMI. A distância percorrida pelo pistão entre os dois pontos mortos designa-se por curso C, o raio da manivela é igual à metade do curso.

Quando se fala das características de um motor cita-se o diâmetro D interior de cada cilindro, seguido do curso C (ex: D x C), geralmente por esta ordem.

Num motor de combustão interna o curso pode ser maior ou menor que o diâmetro. Mantendo o volume do cilindro pode-se aumentar ao diâmetro e diminuir ao curso, ou vice-versa. Diminuindo-se ao curso, reduz-se a velocidade linear do pistão, se o motor rodar a mesma velocidade de rotação, ou conseguem-se maiores velocidades de rotação para a mesma velocidade linear do pistão. Assim, a relação curso-diâmetro é muito importante para as características de um motor. Por exemplo, um motor com cilindros de grande diâmetro apresenta maior espaço para a colocação das válvulas à cabeça, facilitando o escape dos gases.

Quando o pistão desce desde o PMS até o PMI ele “varre” um volume correspondente a um cilindro cuja base é a sua seção e a altura é o curso do pistão, chamado de volume varrido ou cilindrada. A soma dos volumes varridos de todos os cilindros dá-se o nome de cilindrada do motor. Se um motor tiver um número n_{cil} de cilindros de diâmetro D e curso C a sua cilindrada será $V_D = n_{cil}\pi CD^2/4$.

Quando o pistão se encontra no PMS, existe um espaço morto por cima da cabeça do pistão. É nesse volume V_{cc} que se inicia a combustão, por isso se denomina câmara de combustão. Ao se dividir o volume total por cima da cabeça do pistão quando este está no PMI pelo valor quando ele está no PMS, obtém-se a taxa de compressão do motor, como segue:

$$r = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_D + V_{CC}}{V_{CC}}$$

onde V_{cc} é o volume da câmara de combustão, (Martins, 2006).

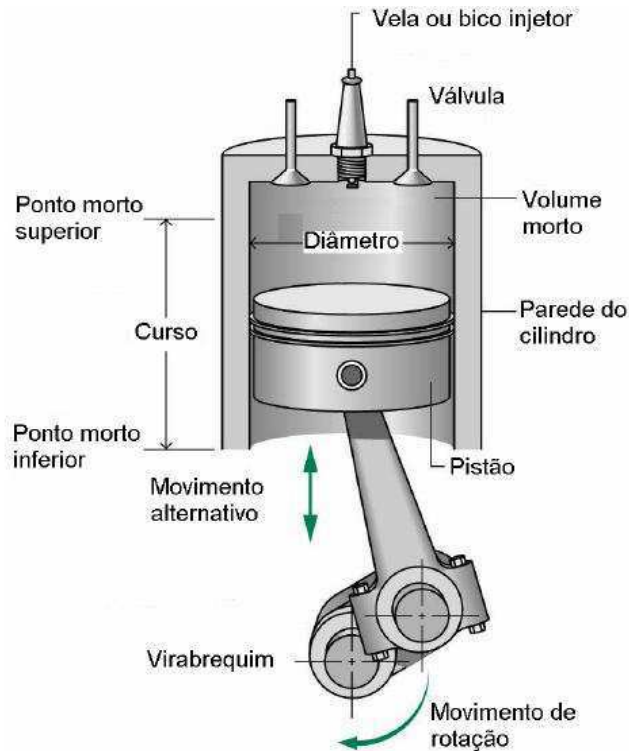


Figura 2.3 - Conjunto pistão-cilindro de um motor de combustão interna.
 Fonte: Costa (2007) adaptado de Moran e Shapiro (2000)

Os valores de taxa de compressão r variam geralmente de 8:1 a 12:1 para motores de ignição por centelha e de 12:1 a 24:1 para motores de ignição por compressão, os quais serão comentados mais adiante, (Heywood, 1988).

Existem duas válvulas (pelo menos) na parte superior do cilindro (cabeça do motor) que podem ser abertas ou fechadas por mecanismos tais como árvores de cames, por exemplo. Uma delas, a válvula de admissão, quando aberta mantém o cilindro em comunicação com o sistema de alimentação, cujo papel é fornecer uma pré-mistura de ar e combustível. A outra é a válvula de escape que tem a missão de permitir que os gases saiam do cilindro.

2.9.2 O ciclos de operação dos motores de quatro tempos

A maioria dos motores de combustão interna operam sobre o conhecido ciclo de quatro tempos. Cada cilindro requer quatro cursos do seu pistão que comunica duas revoluções ao eixo acoplado a manivela, para completar a seqüência de eventos que produzem

um curso de potência. Ambos os motores de ignição por centelha e de ignição por compressão usam este ciclo que compreende:

a) Um curso de **admissão**, o qual se inicia com o pistão no ponto morto superior e termina com o pistão no ponto morto inferior, nele se injeta mistura fresca no cilindro. Para aumentar a massa introduzida, a válvula de admissão abre um pouco antes do curso iniciar e fecha depois que ele finaliza;

b) Um curso de **compressão**, quando ambas as válvulas são fechadas e a mistura dentro do cilindro é comprimida para uma pequena fração do seu volume inicial. Quando há o fim da compressão, a combustão começa, seja pela faísca produzida nos motores de ignição por faísca através da vela ou seja pela injeção de combustível piloto nos motores de ignição por compressão através do bico injetor (Figura 2.4), e a pressão no cilindro aumenta muito rapidamente;

c) Um curso de **potência** ou **expansão**, o qual se inicia com o pistão no ponto morto superior e termina no ponto morto inferior. Submetidos a alta temperatura e alta pressão, os gases empurram o pistão para baixo e forçam a manivela a rotacionar, produzindo o trabalho motor. Quando o pistão se aproxima do ponto morto inferior a válvula de exaustão se abre para iniciar o processo de exaustão baixando a pressão do cilindro para um valor próximo da pressão de exaustão.

d) Um curso de **exaustão**, onde os gases queimados remanescentes saem do cilindro. A pressão do cilindro pode ser substancialmente maior do que a pressão de exaustão. Os gases são expulsos do cilindro pelo pistão, quando este se move para o ponto morto superior. À medida que o pistão se aproxima do ponto morto superior a válvula de admissão se abre. Ainda depois do ponto morto superior a válvula de exaustão fecha e o ciclo se inicia novamente, Heywood (1988).

A Figura 2.4 mostra cada um destes ciclos conforme a enumeração feita acima

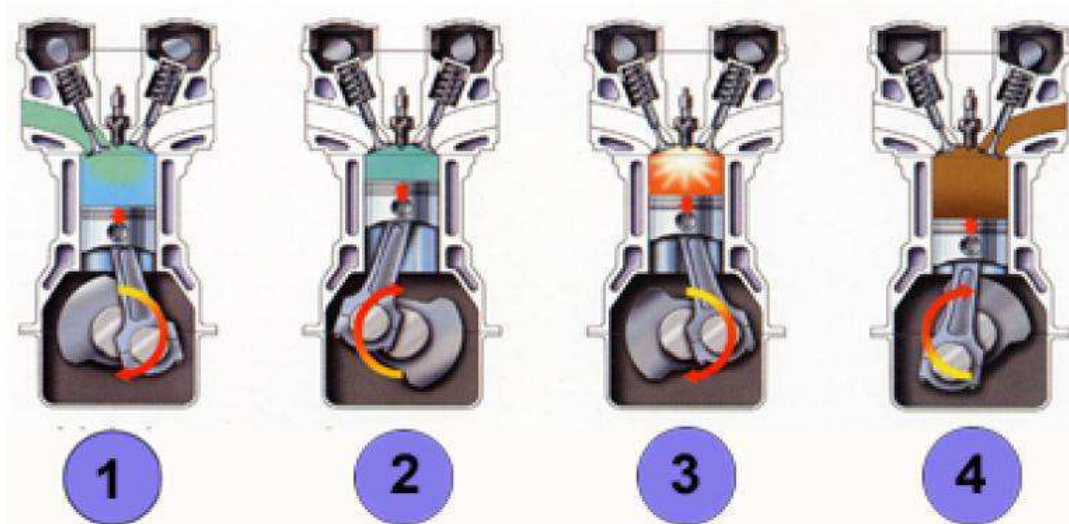


Figura 2.4 - O ciclo de operação dos motores a 4 tempos.
Fonte: DAMEC-UFPR (acesso em Junho de 2011)

2.9.3 Os motores de ignição por faísca e de ignição por compressão

O motor de combustão interna mais comum é o motor à gasolina que opera por ignição comandada ou por faísca, pois sua combustão inicia-se por uma descarga elétrica de elevada tensão (faísca) dentro da câmara de combustão. Os motores a gasolina operam no chamado ciclo Otto, cuja proposta teórica é fornecer energia ao sistema, através da combustão, num processo idealmente isocórico na câmara de combustão, fazendo a mistura ar-combustível variar a alta pressão desde a execução da ignição por faísca até o começo da descida do pistão em direção ao ponto morto inferior. A ignição por faísca é necessária porque a mistura ar-combustível com a temperatura adquirida ao final do curso de compressão não atinge a temperatura de auto - ignição. Tal motor trabalha com combustíveis de alto número de octano, parâmetro o qual está relacionado com a capacidade de o combustível resistir a altas pressões sem entrar em ignição necessitando, portanto, da faísca para que isso ocorra.

O motor de ignição comandada apresenta alguns inconvenientes, como sejam necessitar de um combustível de qualidade especial (vaporizável), estar limitado a um valor máximo de taxa de compressão (limitado pelo aparecimento de combustão anormal) e necessitar de que a mistura ar-combustível esteja dentro dos limites apertados (impondo uma restrição a entrada de ar para cargas baixas). Todas estas limitações se traduzem em

abaixamentos do rendimento térmico. O engenheiro mecânico alemão Rudolf Diesel (1858-1913) concebeu um ciclo cuja aplicação prática permite resolver os problemas atrás enumerados, sendo portador, no entanto, de outras deficiências, trata-se do motor de ignição por compressão que vem passando no decorrer dos anos por mudanças cada vez mais profundas lhe conferindo um funcionamento cada vez mais satisfatório. Este motor utiliza os mesmos componentes que o a gasolina, mas o seu funcionamento difere sensivelmente deste último.

No motor de ignição por faísca, o combustível é geralmente misturado com o ar no exterior do cilindro e toda essa massa se inflama na câmara de combustão, por meio da faísca proporcionada pelo sistema de ignição. O motor de ignição por compressão não tem sistema de preparação da mistura exterior nem sistema de ignição. Ele aspira ar puro que, submetido a elevada pressão atingida no final da compressão, atinge uma temperatura suficiente para garantir a inflamação do combustível – diesel – à medida que é injetado no seio do ar.

Como o ar se encontra a elevada pressão, é necessário que o combustível seja introduzido numa pressão ainda superior, para o qual é indispensável o uso de um sistema de injeção de diesel a alta pressão. Este sistema, comprime e fornece o diesel a cada cilindro, na altura e com a quantidade exata a fim de permitir uma combustão suave. A proposta teórica do ciclo do motor diesel é que o ar após ter passado por uma compressão que o submeteu a altíssima pressão na câmara de combustão, sofra uma ignição pela injeção do piloto diesel e se expanda durante a combustão a pressão constante, conferindo energia ao sistema para produzir o trabalho motor que empurrará o pistão para o curso de expansão. (Martins, 2007).

2.9.4 O ciclo misto ou dual dos motores de combustão interna alternativos

Em se tratando da operação de motores de combustão interna de ignição por compressão, os seus mais modernos modelos operam num modo misto que contempla a ignição por compressão e traços do funcionamento dos motores do ciclo Otto. Esses motores são chamados de alternativos e o ciclo padrão usado para analisar este moderno modelo de motor de ignição por compressão é chamado ciclo misto ou dual, às vezes ciclo de pressão limitada, ou ainda, ciclo Otto modificado com pressão superior limitada. É um ciclo dual porque o processo de fornecimento de calor proveniente da combustão pode ser melhor

aproximado por um processo em duas etapas, o primeiro a volume constante, seguido do segundo a pressão constante, (PulkRabek, 2003).

Um diagrama indicador típico de um motor de ignição por compressão alternativo é mostrado na Figura 2.5. Nota-se que o pico de pressão permanece alto no curso de expansão devido ao tempo finito requerido para injetar o combustível. O combustível principal está ainda sendo injetado no ponto morto superior e a combustão desse combustível mantém a pressão alta dentro do curso de expansão.

Esses motores alternativos executam isto em parte por uma simples mudança de operação de motores diesel em versão antiga. Ao invés da injeção atrasada de combustível no curso de compressão próximo ao ponto morto superior, como era feito em máquinas mais antigas, os mais modernos motores iniciam a injeção bem mais antecipada no ciclo, algo em torno de 20° (ângulo que a manivela faz em relação a vertical) antes do ponto morto superior. O primeiro combustível então queima atrasado no curso de compressão e parte da combustão ocorre ainda a volume constante no ponto morto superior, tal como no ciclo Otto, (PulkRabek, 2003).



Figura 2.5 - Diagrama pressão-deslocamento para um motor de combustão interna alternativo.
 Fonte: Moran e Shapiro (2000).

2.9.5 A preparação da mistura

Nas misturas heterogêneas (caso do motor diesel), a riqueza da mistura varia entre muito elevada no centro do “spray” de combustível e muito baixa longe do “spray”, no seio do ar puro. A preparação da mistura se faz pulverizando intensamente o combustível e injetando-o com grande velocidade no seio do ar, preferencialmente dotado de elevada turbulência e alta temperatura. Procura-se fazer com que o combustível afete toda a massa de ar. Idealmente o “spray” de combustível deveria misturar-se com a globalidade da massa do ar, o que implicaria haver gotas com diferente penetração e dirigidas para diferentes zonas da câmara. Tais requisitos não são possíveis de se preencher globalmente, sendo a combustão penalizada. Assim., não é possível usar a globalidade do ar, sendo a combustão realizada sempre em excesso de ar. Uma outra particularidade deste tipo de combustão é a inexistência da variação (dispersão) cíclica, específica do motor a gasolina. Mesmo em cargas reduzidas (misturas excessivamente pobres), não há o problema da não combustão, pois todo o combustível injetado pode ser queimado. Na verdade, quanto mais pobre for a mistura (menor

injeção de combustível), mais fácil se torna a sua total combustão. Tal acontece porque a energia para inflamação é fornecida por transferência de calor entre o ar e o combustível e não a partir de uma fonte exterior de energia. A expansão da frente de chama é restringida pela existência (difusão) de oxigênio junto do combustível.

O problema da combustão no motor diesel é conseguir suficiente mistura entre o “spray” de combustível e o ar, pois a taxa de mistura controla a taxa de combustão. Motores com cilindros muito largos rodam a velocidades muito lentas, pois o combustível tem de “viajar” desde o injetor até os cantos mais remotos da câmara de combustão, “à procura de ar”. Este tipo motor requer grandes penetrações do combustível, tendo de se realizar a injeção a pressões muito elevadas.

A velocidade máxima do pistão é limitada ao mesmo valor em motores grandes e pequenos, sendo a sua velocidade de rotação máxima inversamente proporcional ao curso dos cilindros. Motores pequenos, rodando a velocidades elevadas, necessitam de queimar em pouco tempo, pelo que as velocidades do ar dentro do cilindro terão de ser elevadas, para que se dê uma efetiva preparação da mistura. Como consequência, os motores pequenos e grandes poderão usar câmaras de combustão diferentes em desenho e sistemas de injeção a diferentes pressões. (Martins, 2007)

2.9.6 Os modelos matemáticos de fluxo de fluido e processo de combustão em motores de combustão interna

Em engenharia, a modelação de um processo significa desenvolver e usar a combinação apropriada de considerações e equações que permitam que todas as características críticas do processo sejam analisadas. A modelagem de processo em motores continua a se desenvolver com os entendimentos básicos da física e química relacionados aos fenômenos de interesse e com o aumento da capacidade dos computadores de resolverem as complexas equações que continua a crescer. A atividade de modelagem pode dar maiores contribuições para a engenharia automotiva em diferentes níveis de generalidade ou detalhes, correspondendo a diferentes estágios de desenvolvimento do modelo, os quais são:

- a) Desenvolver um entendimento mais completo do processo em estudo, da disciplina da formulação do modelo;
- b) Identificar variáveis de controle importantes para prover diretrizes para um mais racional e menos custoso desenvolvimento experimental;
- c) Predizer o comportamento da máquina sobre uma ampla gama de variáveis de projeto e operação para traçar conceitos prévios para desenvolvimento de robustos programas computacionais, para determinar tendências e limitações, e, se o modelo é suficientemente acurado, otimizar o projeto;
- d) Prover uma base racional para inovação do projeto.

Cada uma dessas contribuições é de muito valor. Se um modelo está pronto para passar de um estágio para o próximo depende da acurácia com a qual ele representa o processo atual, da extensão para a qual ele foi testado e validado, e do tempo e esforço requerido para usar o modelo para seleções extensivas de cálculos e para interpretar resultados.

Em sua generalidade os modelos usados para estudar os motores de combustão interna incluem conceitos de termodinâmica, do escoamento fluido, da transferência de calor, de combustão e fenômenos de formação de poluentes. Tudo para tornar mais abrangente a a determinação da performance dos motores.

Os processos de solução dos modelos matemáticos para motores de combustão interna são extremamente complexos. Enquanto muito é conhecido sobre os mesmos eles não são adequadamente entendidos em um nível fundamental. Não é possível construir modelos que predigam a operação do motor apenas baseado nas equações básicas. Assim os objetivos de algum modelo a ser desenvolvido devem com esforço ser claramente definidos, e a estrutura e conteúdo detalhado do modelo devem ser apropriados para esses objetivos.

Devido a esta complexidade dos processos nos motores e o entendimento inadequado em um nível fundamental, muitos modelos de motores são incompletos. Relações empíricas

são geralmente necessárias para fazer a ponte entre as lacunas do entendimento do fenômeno crítico, (Heywood, 1988)

2.9.7 Os motores diesel e a tecnologia dual para operação com combustíveis

No esforço para reduzir emissões em larga escala e manter os níveis de potência e eficiência, estratégias de combustíveis alternativos para máquinas de ignição por compressão tem sido consideradas nos últimos anos. Geralmente combustível com alto número de octano (usado em máquinas de ignição por faísca), produzem menos material particulado, hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono em comparação aos combustíveis com alto número de cetano. Como um combustível com alto número de octano não produz ignição por compressão sem uma fonte de ignição, uma pequena injeção piloto de combustível com alto número de cetano é usado para prover a ignição. O combustível com alto número de octano (combustível principal) provê maior parcela da entalpia de combustão entre os combustíveis usados (mais de 50 %) enquanto a injeção piloto de combustível de alto número de cetano confere bastante energia para ignição da mistura ar combustível principal, (Namasivayam et al. 2009). Este modo de uso de combustível é chamado de “uso dual de combustível”. O “uso dual de combustível” em máquinas de ignição por compressão permitiria a redução das emissões de fumaça e NO_x comuns em máquinas convencionais, enquanto mantém caracteristicamente alta eficiência térmica das mesmas. Diferentes combustíveis principais (de alto número de octano) tem sido pesquisados e usados extensivamente, como gás natural e gás hidrogênio (Karin, 2003; Costa, 2007; Namasivayam et al., 2009) . Estes combustíveis têm sido selecionados por seu alto número de octano comparado com a gasolina (em torno de 20 RON e 95 RON respectivamente). Como resultado eles estariam aptos a resistir a altas taxas de compressão das máquinas térmicas sem detonação.

Tem sido mostrado em vários trabalhos na literatura que o alvo das reduções nas emissões, material particulado e NO_x pode ser alcançado usando o modo dual. De fato eles podem ser reduzidos em mais de 90 % e 20 %, respectivamente, dependendo do tipo de combustível piloto empregado. As baixas emissões de fumaça são devido primeiramente a relação mais alta de hidrogênio para carbono dos combustíveis de alto número de octano (comparados aos combustíveis de alto número de cetano convencionais) e maior tempo de

residência para a mistura ar-combustível após a injeção. A redução de NO_x é devida às baixas temperaturas de combustão da operação dual, as quais originam de velocidades mais baixas de combustão do gás natural. Entretanto, a operação dual tem aumentado significativamente as emissões de hidrocarbonetos não queimados e CO, em torno de 80% e 60%, respectivamente. A ignição retardada por combustível piloto geralmente é ainda estendida por algo em torno de 3 % do tempo em relação aos motores convencionais devido a uma concentração mais baixa de oxigênio na entrada de carga como também uma maior calor específico. Emissões de HC e CO em particular indicam que a ignição da carga ar-gás natural pode ser muito melhorada conduzindo a uma combustão mais completa, (Namasivayam et al., 2010).

Com relação às adaptações a serem feitas no motor para torná-lo apto a operação dual, verifica-se a vantagem de pouco ou, em alguns casos, nada se modificar em suas partes, tornando o seu uso ainda mais flexível. Como combustível piloto de alto número de cetano, tem se verificado o uso de gasosos como o dimetil-éter (altamente pressurizado) e líquidos como o próprio diesel de petróleo, o biodiesel de várias oleaginosas, também combinado com o diesel a diversas proporções (B10 a B100, onde os números que sucedem a letra B indicam a proporção em volume do biodiesel presente em uma porção de mistura diesel/biodiesel) e até o biodiesel emulsificado com água, que pode atribuir mais homogeneidade na dispersão do combustível ao longo da câmara de combustão produzindo uma combustão mais eficiente, (Namasivayam et al. (2010).

No sentido de se aperfeiçoar cada vez mais a operação dos motores diesel, os estudos de sua operação no modo dual estão sendo feitos sem medição de esforços contribuindo para reforçar ou reavaliar as conclusões já obtidas, e servirem de base para alavancar novos projetos com vistas a conciliar um uso mais eficiente dos motores diesel de ignição por compressão, com a observância da preservação ambiental, no tocante a redução das emissões exaustivas agressivas ao meio ambiente.

2.10 Levantamento de pesquisas sobre utilização de gás natural e biodiesel em motores de combustão interna operando no modo dual

Esta seção será dedicada em citar pesquisas as quais se referem ao uso de gás natural e biodiesel como combustíveis alternativos para operação no modo dual dos motores diesel, visando sua otimização. São estudos que datam mais ou menos dos últimos 15 anos e que vem se intensificando cada vez mais nos últimos anos.

Grabosk et al. (1998) em um artigo, discutiram uma revisão bibliográfica feita sobre o status dos óleos biodiesel derivados de óleos vegetais e gorduras animais com relação a propriedades, performance de motores e emissões. Os combustíveis primeiramente considerados foram os dimetil-ésteres de ácidos – graxos derivados de uma variedade de óleos vegetais e gorduras animal, referidos como biodiesel. Os autores afirmam que o maior obstáculo para uso generalizado do biodiesel é o alto custo relativo ao petróleo. Neste artigo eles discutem a economia na produção do biodiesel alegando que o preço da matéria - prima de gordura ou óleos é o maior fator determinante para o preço do biodiesel. Eles ainda comentam que o biodiesel em sua forma pura ou combinada ao diesel de petróleo não tem nenhum impacto sobre a produção de energia e economia de combustível e que a lubrificidade destes combustíveis é superior ao diesel convencional sendo esta propriedade comunicada às combinações com diesel em níveis acima de 20 %. As emissões de material particulado podem ser reduzidas drasticamente em motores diesel. As emissões de NO_x aumentam para ambos os combustíveis biodiesel puro e combinações com diesel em motores de dois e quatro tempos. Os autores também apresentam uma discussão de dados disponíveis sobre poluentes do ar não regulamentados, concluindo de que estudos definitivos devem ainda ser feitos nessa área, e também uma discussão detalhada das importantes propriedades do biodiesel e recomendações para estudos futuros. Entre as mais importantes recomendações pode-se citar a necessidade de estudos para empregar biodiesel de composição e pureza bem conhecidos. Eles ainda sugerem que os níveis de pureza necessários ao alcance adequado de resistência dos motores, a compatibilidade com revestimentos e elastômeros, propriedades de escoamento frio, estabilidade e performance nas emissões devem ser melhor definidos.

Santana (2003) conforme citado por Costa (2007), apresenta uma análise energética e exergética em um sistema de cogeração para uma empresa do setor terciário. O sistema tem

uma capacidade total de 8,3 MW, consistindo de três grupos geradores acionados a gás natural, uma caldeira de recuperação, um recuperador de gases, dois chillers por absorção e um por compressão. Neste trabalho, é apresentado o perfil de consumo de energia elétrica destinada a atender as diversas necessidades do setor, tais como: iluminação, climatização, acionamento de motores, etc. Esta análise possibilita localizar as principais fontes de perdas assim como fornece uma orientação para otimizar o sistema. Destaca-se que esta análise deve ser realizada para cada equipamento, assim como para o todo o sistema.

Milovanovic et al. (2004) publicaram um artigo cujo objetivo foi a análise do uso dos diversos tipos de combustível diesel em uma motor de combustão interna de ignição por compressão a carga homogênea, para conseqüentemente se determinar a condição mais apropriada com relação a questões de controle e operacionais. Eles usaram um modelo de combustão em zona simples com perda de calor convectiva para simular as condições do motor. Os combustíveis n-heptano, dimetil-éter, e biodiesel (butanoato de metila e formiato de metila) foram investigados. Butanoato de metila e formiato de metila foram o biodiesel pesado e leve, respectivamente. Os efeitos de diferentes parâmetros de máquinas, tais como relação de equivalência e velocidade do motor sob diferentes tempos de ignição foram investigados. O uso de recirculação de gases de exaustão também foi investigado como estratégia pra controle do tempo de ignição. Os resultados do trabalho destes pesquisadores apontaram que o uso de combustíveis biodiesel resultaria em mais baixa sensibilidade no tempo de ignição para mudanças em parâmetros operacionais e em um melhor controle do processo de ignição, quando comparado com o uso do n-heptano e dimetil-éter

Papagiannakis e Hountalas (2004) fizeram uma investigação experimental em um motor diesel monocilíndrico de 4 tempos com relação curso diâmetro 82,55/85,73 (mm/mm), taxa de compressão de 17,6:1, 3000 rpm de máxima rotação, operando no modo dual apropriadamente modificado para trabalhar com gás natural como combustível principal e o diesel como combustível piloto, examinando a performance e emissões de poluentes. Dos dados experimentais foi obtido que a operação dual resultou em picos mais baixos de pressão comparados a operação normal com diesel; à baixas cargas, a duração da combustão foi mais longa comparada a operação normal com diesel puro, enquanto à cargas mais elevadas esta foi mais curta. O consumo específico de combustível foi menor sob a operação dual nas mesmas condições de operação que com diesel puro tendendo a convergir para os mesmos valores que

a diesel puro a cargas mais elevadas. No tocante as emissões de poluentes, o uso de gás natural na operação dual teve um efeito positivo nas emissões de NO_x, e, dessa forma, sua concentração na operação dual é mais baixa comparada com a operação com diesel puro. Ao mesmo tempo há um drástico decréscimo de emissões de fuligem na operação dual independentemente das condições de operação. Por outro lado, os níveis de emissões de CO e HC são consideravelmente mais altos em relação a operação com diesel puro. Foi constatado que o uso do gás natural na combustão em modo dual parece ser uma técnica promissora para controlar as emissões de NO_x e fuligem presentes em motores diesel, requerendo apenas leves modificações na estrutura dos mesmos.

CRAM (2005), conforme citado por Costa (2007), apresenta um sistema que permite utilizar o gás natural como combustível primário nos motores ciclo Diesel. De fato, até uns 90 % de necessidade de combustível do motor pode ser coberto, com a utilização do gás natural. No caso em que o fornecimento do gás seja interrompido, o motor operará automaticamente com 100 % de diesel, sem perda de potência na saída do motor, permitindo uma grande flexibilidade no manejo dos recursos energéticos, aproveitando os recursos de cortes de pico (*peak shaving*) e/ou co-geração, uma vez que, benefícios adicionais tais como: menor armazenamento de combustível; redução de custos de transporte de combustível; redução significativa na emissão de gases contaminantes; flexibilidade na escolha do combustível diante das flutuações dos preços do mesmo; transição sem interrupções de suprimento de 100 % diesel a dual e vice-versa, podem ser obtidas.

Em muitas empresas, a instalação de grupos de emergência não é avaliada devido ao alto custo que isso significa frente a baixa probabilidade da falta de provisão de energia elétrica, dada a alta confiabilidade dos atuais sistemas. Para aquelas companhias que já utilizam seus sistemas de emergência para programas de controle energético como co-geração, cortes de pico e controle de cargas, o sistema permite uma considerável economia operacional nesses programas.

No sistema dual apresentado pela CRAM (2005), o ar e o gás são pré-misturados na entrada de ar do motor e em seguida esta mistura é levada até a câmara de combustão através da válvula de admissão. A mistura explode quando o injetor de diesel borrifar uma pequena quantidade deste combustível dentro da câmara, atuando como um piloto para ignição do

combustível primário, neste caso o gás natural. Devido a elevada temperatura de autocombustão do gás natural, a mistura ar-gás não explode durante a compressão. De acordo com a empresa, a instalação do sistema dual não compromete a performance original do motor. Um sistema de 1000 kW de potência manterá 1000 kW depois da instalação, funcionando seja com 100% diesel ou no modo dual. A estabilidade não é afetada, assim como a velocidade de resposta.

O calor por radiação, a eficiência térmica do motor, a temperatura de escape dos gases e o calor liberado pelo sistema de refrigeração, permanecem praticamente inalteráveis respeitando os valores originais fornecidos pelo fabricante do motor, uma vez que os grupos utilizados em programas de co-geração recuperam a mesma quantidade de calor tanto funcionando em modo dual como no modo 100% diesel.

Saidur et al. (2006) apresentaram em um artigo a avaliação de parâmetros da performance com comparação de custos para um motor diesel de 4 cilindros sob uma variedade de condições de operação, antes e depois de convertida para a forma dual. Em seus experimentos eles usaram um motor diesel com essa conversão o qual pode rodar com mistura híbrida de gás natural e diesel. O seu estudo foi focado na eficiência térmica, temperatura de gases de exaustão, temperatura de óleo lubrificante, relação ar-combustível, custo de combustível específico, consumo de combustível específico sob diferentes condições de operação. Uma comparação de economia com custo do motor a diesel puro e gradualmente convertido a forma dual é ainda executada. Parâmetros de performance como potência do motor (kW) são comparados também. Como conclusões deste estudo, pôde-se verificar que o custo de combustível pode ser reduzido significativamente pela substituição do diesel com a mistura diesel gás natural; acessórios de custo baixo são necessários para converter motores diesel estacionários em motores que operam no modo dual sem alterar componentes básicos do motor. Outras conclusões incluem relações entre eficiência térmica e consumo de combustível específico e outros parâmetros de performance da máquina. O motor utilizado tinha como principais especificações potência nominal 17 kW, velocidade de 2550 rpm, taxa de compressão 17,9:1, com sistema de lubrificação por circulação forçada e sistema de injeção direta de combustível.

Bueno (2006) em sua dissertação estudou as conseqüências da adição de biodiesel ao óleo diesel estabelecendo-se relações de causa e efeito entre o desempenho do motor e os processos de combustão e formação de mistura. Foram incluídos, em sua discussão, aspectos como emissões poluentes, formação de mistura, dinâmica do processo de combustão, eficiência de conversão do combustível, desempenho do motor em carga máxima e consumo específico. Foram utilizadas técnicas tradicionalmente associadas à pesquisa e ao desenvolvimento dos motores de ciclo diesel, tais como a análise de liberação de energia, análise exergética e ensaios dinamométricos. Em seu trabalho ficou comprovado que a adição de biodiesel em baixas concentrações favorece a conversão da exergia do combustível em trabalho no interior do cilindro, proporcionando uma elevação na eficiência de operação do motor. Para os combustíveis analisados, que compreendem a adição de até 20% de biodiesel em volume, a mistura contendo 10% desta substância ofereceu as melhores características quanto ao desempenho e ao consumo específico. As especificações básicas do motor analisado por este autor são: motor de 4 tempos com 6 cilindros, com injeção direta, turboalimentado, relação curso/diâmetro 1,103/0,093 (m/m), taxa de compressão 17,8:1 e potência máxima de 123 kW a 3400 rpm

Canakci et al. (2006) fizeram um estudo comparativo entre as análises energética e exergética para um motor diesel com 4 cilindros turbo carregado, usando dois diferentes combustíveis biodiesel, diesel de petróleo e combinação dos dois. Utilizando dados experimentais obtidos de testes em regime permanente, balanços de taxa de energia e exergia para o motor foram determinados, sendo que vários parâmetros de performance do motor foram avaliados para operação com cada combustível. Foi encontrado que os biodieseis testados oferecem a mesma performance energética do diesel de petróleo, enquanto os parâmetros de performance exergética seguem tendências similares com seus correspondentes energéticos. Os seus testes foram feitos em um motor diesel de 4 cilindros, os quais com 4 tempos, com relação curso/diâmetro (mm/mm) de 106.5/127.0, taxa de compressão de 16.8:1 e potência máxima de saída de 57.1 kW a 2100 rpm. O motor estava acoplado a um gerador elétrico de 112 kW, capaz de medir o torque e a velocidade do motor.

Murilo et al. (2007) estudaram a performance e resultados de emissões de uma máquina operando com biodiesel derivado de óleo de cozinha quando aplicado em diferentes proporções em motores de popa de embarcações. Eles obtiveram resultados de baixas

emissões de CO (no máximo 12 %) com um aumento de emissões de NO_x (no máximo 20%). O biodiesel ainda apresentou um leve aumento no consumo de combustível (menor que 11,4 %), o qual pode ser aceitável considerando a redução nas emissões exaustivas. Os resultados experimentais provaram que o biodiesel sozinho ou combinado pode ser usado em motores de popa com ignição por compressão provendo uma alternativa viável ao diesel, enfatizando atenção especial para o seu uso em barcos que operam em lagos, rios e baías reservadas as quais são mais vulneráveis a poluição. O motor avaliado é de 4 tempos naturalmente aspirado, tem relação diâmetro/curso de 78/60, taxa de compressão de 20,3:1, injeção direta mecanicamente controlada, potência nominal (kW/HP) de 18/24,6 a uma velocidade nominal de 3450 rpm, sendo a mínima de 950 rpm.

Costa et al. (2008) realizaram uma pesquisa para estudar as características de emissão de uma máquina de diesel comercial trabalhando com gás natural e diesel. O sistema eletromecânico é composto de uma motor diesel turbo-carregado da marca 8.3-L Cummins 6CTA com potência mecânica de 188 kW a 1800 rpm acoplado a um gerador da marca Onan Genset de 150 kW. Um banco de carga da marca Alpha Ohmic foi usado para avaliar a performance do motor. Os gases de exaustão foram monitorados com um analisador de gases. O sistema de máquina diesel foi equipado com um banco de carga elétrico, sensores de pressão e temperatura, medidores de vazão de gás natural, ar e diesel, uma sonda de análise de gás e um sistema de aquisição de dados. Emissões de CO₂, CO, NO₂, NO and C_xH_y, foram medidas em diferentes cargas. Foi verificado que emissões de CO₂, CO and NO_x (NO+NO₂) aumentam na operação dual em todas as cargas quando comparadas com valores obtidos para operação com diesel puro, porém houve uma redução satisfatória nos índices de SO₂, indicando menor presença de componentes sulfurados no ciclo de operação dual

Brunelli (2009) em sua dissertação de mestrado apresentou uma técnica de desempenho de motores de combustão interna do ciclo diesel, operando com combustível biodiesel em relação à operação com óleo diesel automotivo do tipo B. Foi avaliada a utilização da mistura de ambos em diferentes proporções visando estabelecer uma relação tecnológica entre ambos para aplicação automotiva. O desempenho foi avaliado em relação ao torque, potência, consumo específico de combustível e emissões de fumaça. O motor utilizado nos seus ensaios foi um Agrale M93 ID, monocilíndrico, com cilindrada de 668 cm³ e relação de compressão de 20:1. Três diferentes tipos de biodiesel foram ensaiados: o de soja, o de

mamona e o de dendê. Foram analisadas diferentes condições de operação com biodiesel B25, B50, B75 e B100. Os ensaios foram desenvolvidos em velocidades de rotação de 2600, 2400, 2200 e 1800 rpm para cada uma das concentrações de biodiesel e óleo diesel. Os resultados apresentaram pequenas variações nos parâmetros torque e potência, com variações mais significativas para o consumo específico e emissões de fumaça. Dos ensaios observou-se que a aplicação de biodiesel dessas três oleaginosas não altera o funcionamento do motor até percentuais próximos a 25 %. Para misturas acima de 50 % verificaram-se reduções mais significativas nos parâmetros torque e potência, com aumento considerável no consumo específico de combustível e redução expressiva nas emissões de fumaça.

Armas et al. (2009) em seu trabalho testaram dois diferentes motores de injeção direta de diesel sob sequências transientes severas usando duas diferentes combinações de biodiesel de girassol com diesel comercial, 30 % e 70 %. Em ambas as máquinas, como o conteúdo de biodiesel no combustível diesel aumentou, a concentração de material particulado diminuiu; os níveis de emissões de NO_x aumentaram e as emissões de HC reduziram levemente. As maiores reduções da concentração de material particulado foram observadas em valores de pico (próximos de 80 %) e onde as relações de RGE (Recirculação de Gases de Exaustão) foram maiores. Os maiores aumentos das emissões de NO_x foram medidos em alta carga, onde as relações de RGE foram menores. Foram verificadas vantagens na utilização de uma das máquinas com biodiesel puro de girassol em relação ao cumprimento das rigorosas legislações para emissões; demonstrou-se que os efeitos do combustível biodiesel sobre as emissões de poluentes dependem não apenas da composição do combustível mais também dos modos de operação nos quais os motores foram ajustados.

Qi et al. (2009) analisaram a atuação do biodiesel produzido com óleo de soja cru preparado por transesterificação alcalinocatalizada em um motor diesel de ignição por compressão. As importantes propriedades do biodiesel foram comparadas com as do diesel. Diesel e biodiesel foram usados como combustíveis no referido motor no qual se avaliou as suas características de emissões, de combustão e performance quando submetido ao uso dos mesmos combustíveis. Os resultados mostraram que o biodiesel exibiu estágios de combustão similares aos do diesel, entretanto o biodiesel apresentou início da combustão mais cedo. Em cargas baixas, os picos de pressão do cilindro, da taxa de aumento de pressão e das taxas de liberação de calor, durante a fase de combustão da pré-mistura foram maiores para o biodiesel do que para o diesel. À cargas maiores, o pico de pressão do cilindro foi quase similar àquele

para o diesel, mas o pico da taxa de aumento de pressão e o da taxa de liberação de calor foi menor para o biodiesel. A potência de saída do motor usando biodiesel foi quase idêntica a operação à diesel diesel. O consumo de combustível específico foi maior para o biodiesel devido o seu mais baixo calor específico. O biodiesel gerou significativas reduções em CO, HC, NO_x e fumaça sob condições de carga completa. O motor estudado tem como especificações: cilindro simples, quatro tempos com injeção direta, relação diâmetro/curso de 105/115 (mm/mm), taxa de compressão 16,5:1, potência nominal de 11,3 kW, velocidade nominal de 2000 rpm. Baseado em seu estudo os autores sugerem que o biodiesel pode ser usado como substituto ao diesel nos motores diesel.

Selim (2009) conduziu uma investigação experimental a fim de testar duas aproximações para reduzir a viscosidade do biodiesel metil-éster de óleo de Jatobá. A primeira aproximação foi o calor específico do combustível para duas temperaturas: 50° C e 70° C, quando comparadas com a base de temperatura ambiente e também o diesel puro. A segunda aproximação foi o uso de aditivo químico o qual por si só é considerado como um combustível renovável e alternativo, o dietil – éter. A viscosidade foi reduzida em ambos os métodos para valores próximos àqueles para o diesel. A performance do motor diesel usando estes combustíveis foi testada em uma máquina de compressão variável com velocidade constante de 1200 rpm. Os parâmetros medidos incluíram temperatura de gases de exaustão, período de ignição retardada, máxima taxa de aumento de pressão, máxima pressão, pressão efetiva média indicada e máxima taxa de calor liberado. Algumas conclusões, entre várias, destes autores foram: a adição de óleo renovável de viscosidade muito baixa como o dietil-éter ajudou o metil-éster de Jatobá reduzir sua viscosidade para valores aceitáveis, causou o leve decréscimo para o máximo pico de pressão em relação ao metil-éster de Jatobá ou diesel puro, aumentou a pressão efetiva média indicada; aquecendo-se o metil-éster de Jatobá ou adicionando a ele dietil-éter não mudou a temperatura dos gases de exaustão ou outras temperaturas do ciclo e reduziu o período de ignição retardada em comparação ao metil-éster de Jatobá à temperatura ambiente; a máxima pressão de combustão aumentou levemente para o metil-éster aquecido ou dietil-éter adicionado a ele.

Gumus (2010) realizou um estudo no qual óleo de miolo de avelã foi transterificado com metanol usando hidróxido de potássio como catalisador para obter biodiesel e conduziu um estudo experimental da combustão (pressão de gás de cilindro, taxa de elevação de

pressão, retardo de ignição) e liberação de calor (taxa de liberação de calor) em um motor de ignição por compressão por injeção direta, operando com biodiesel e suas combinações com diesel. Parâmetros experimentais incluíram a porcentagem de biodiesel na mistura, a carga da máquina, o tempo de injeção, a pressão de injeção e a relação de compressão. Seus resultados mostraram que o óleo metil éster de miolo de avelã e suas combinações com diesel puro podem ser usados em motores sem nenhuma modificação, e características indesejáveis de combustão e liberação de calor não foram observadas. As modificações tais como o aumento do tempo de injeção, relação de compressão e pressão da injeção proveem significativas melhoras nas características de combustão e liberação de calor. O motor analisado tinha como especificações principais: monocilíndrico, relação diâmetro/curso (mm/mm) de 86/68, volume do varrido de 395 cm³, potência máxima de 8 kW a 3600 rpm, com pressão média efetiva de 0,6 MPa a 20 Nm de torque.

Prasath et al. (2010) elaboraram um programa para simulação de ciclo desenvolvido em linguagem C para motores convencionais e para motores de baixa rejeição de calor operados com diesel e biodiesel. Modelos para predição da pressão do cilindro, transferência de calor, liberação de calor, trabalho produzido e níveis de emissões foram elaborados e analisados. O modelo de transferência de calor combinado de Armand e o modelo de liberação de calor de Wiebe foram usados para calcular a transferência e liberação de calor. O Mecanismo Zeldovich estendido foi usado para predizer as emissões de NO_x. Os modelos foram comparados com dados experimentais obtidos de uma máquina de diesel com injeção direta e resfriada a água, monocilíndrico. Para fins experimentais o motor diesel foi convertido para um motor de baixa rejeição de calor, usando um revestimento de zircônia estabilizada parcialmente e o biodiesel foi produzido de óleo de semente de Jatobá através do processo de transesterificação. É mostrado que o modelo pode predizer as características de operação da máquina com razoável acurácia.

Mehta et al. (2010), realizaram um estudo no qual desenvolveram misturas butanol-diesel-biodiesel visando substituir o petrodiesel. As misturas foram testadas em sua estabilidade física e várias propriedades conforme os padrões da ASTM. Testes de emissões e performance do motor foram feitos subsequencialmente com cada mistura e as observações apontaram para a mistura ser termicamente e fisicamente estável e mostrando boa semelhança com as propriedades de diesel puro. A potência de frenagem mostrou um pequeno decréscimo

e o consumo de combustível aumentou na gama de 4,9 % a 10,7 % quando comparado com performance idêntica para o diesel. A temperatura dos gases de exaustão mostrou uma queda no intervalo de 3,3 % a 9,4 % devido ao efeito de resfriamento brusco produzido pelo butanol. A eficiência térmica de frenagem mostrou uma redução de 6.3 % a 10 % em relação aquela para o petrodiesel. As emissões dos gases de exaustão tiveram um significativo decréscimo nos níveis de CO (42 %) à média e altas cargas, enquanto que os níveis de NO mostraram um aumento médio de 2,4% a 11 % comparados aos do petrodiesel. O motor analisado foi um motor diesel de 4 cilindros e 4 tempos com injeção direta resfriado a água, relação diâmetro curso 78/54 (mm/mm), taxa de compressão de 19,8:1, com potência de saída de 34 kW a 3800 rpm.

Balli et al. (2010) fizeram um interessante trabalho dividido em duas partes: na primeira eles apresentam a metodologia e na segunda eles a aplicam. Trata-se de um estudo sobre análise termodinâmica e termoeconômica de um sistema de trigeração (refrigeração, aquecimento e geração de energia elétrica) usando um motor diesel-gás natural. Este sistema denominado TRIGEN possui uma potência nominal de saída de 6,5 MW e encontra-se instalado no distrito industrial Eskisehir na Turquia. Eficiências energética e exergetica, eficiência elétrica equivalente, eficiência PURPA - Ato Político Regulatório de Utilidade Pública - (eficiência de interesse do órgão regulador da área no país), taxa de economia de energia de combustível, taxa de economia de exergia de combustível e outros parâmetros de performance termodinâmicos são determinados no sistema TRIGEN. As eficiências de energia, exergia, PURPA e eficiência elétrica equivalente do sistema motor foram obtidas nos valores de 58,97 %, 36,13 %, 45,7 % e 48,53 %, respectivamente. Para o sistema completo e seus componentes, alocações de custo exergetico e vários parâmetros de performance exergoeconômicos são calculados usando a análise exergoeconômica, baseada no método de custo de exergia específica (em inglês *SPECO*). Foi mostrado por estes autores que o custo exergetico unitário específico da potência de rede elétrica, energia de calor em centrais de aquecimento e água refrigerada em refrigeradores absorptivos produzidos pelo sistema TRIGEN foram obtidos nos valores de US\$ 45,94/GJ, US\$ 29,98/GJ e US\$ 167,52 /GJ, respectivamente.

Colaço et al. (2010) fizeram um estudo de condução de calor transiente em um pistão de uma máquina diesel. O coeficiente de transferência de calor no topo da superfície do pistão

foi modelado considerando a temperatura e pressão no interior da câmara de combustão. Tais medições instantâneas de pressão foram medidas usando uma sonda especial numa máquina operando a várias combinações de diesel e biodiesel, e a temperatura foi obtida através da análise da primeira lei da Termodinâmica. As propriedades físicas, incluindo número de cetano, foram avaliadas experimentalmente para todas as combinações de diesel e biodiesel utilizadas. As variações transientes de temperatura de vários pontos no pistão foram examinados para diferentes materiais de pistão e várias condições de carga. Das conclusões obtidas pôde-se mostrar, entre outros fatos, que o uso combinado de diesel e biodiesel não aumenta a temperatura ou pressão da câmara de combustão, nem no regime transiente e nem no permanente, para cada velocidade e torque. Entretanto, desde que o calor específico do biodiesel é menor que o do diesel, a operação da máquina é mais instável para biodiesel do que para diesel.

Tesfa et al. (2010) partindo do fato de que motores diesel usando biodiesel, se não passarem por algumas modificações, podem sofrer danos agudos, realizaram um estudo com dois objetivos. O primeiro foi identificar o efeito da temperatura sobre a viscosidade para uma variedade de biodieseis e ainda desenvolver uma correlação entre densidade e viscosidade pra esses biodieseis. O segundo objetivo foi investigar e quantificar os efeitos densidade e viscosidade dos biodieseis e suas combinações sobre os vários componentes do sistema de suprimento de combustível do motor tais como bomba, filtros de combustível e injetores de combustível. Para alcançar o primeiro objetivo, a densidade e viscosidade de combinações de biodiesel de óleo de colza, de óleo de milho e de óleo descartado (B0, B5, B10, B20, B50, B75 e B100) foram testados em diferentes temperaturas usando os padrões regulatórios locais. Para a densidade e viscosidade, novas correlações foram desenvolvidas e comparadas com aquelas publicadas na literatura. Uma nova correlação entre densidade e viscosidade do biodiesel foi ainda desenvolvida. O segundo objetivo foi alcançado pelo uso de modelos analíticos mostrando os efeitos de densidade e viscosidade sobre a performance do sistema de suprimento de combustível. Os autores quantificaram estes efeitos sobre uma variedade de condições de operação do motor, conseguindo concluir que altas densidades e viscosidades do biodiesel tem significativos impactos sobre a performance de filtros e bombas de combustível, como também sobre o comportamento da mistura ar-combustível do motor de ignição por compressão.

Gunus et al. (2010) desenvolveram uma pesquisa de cunho experimental para avaliar a influência do tempo de injeção de combustível sobre as características de performance e combustão em um motor diesel com cilindro simples, 4 tempos, com injeção direta, naturalmente aspirado. Eles usaram o biodiesel metil-éster de óleo de canola e suas combinações com combustível diesel e conduziram testes em diferentes tempos de injeção (15°, 20° e 25° do ângulo da manivela antes do ponto morto superior, a velocidade de máquina constante e diferentes cargas. Os resultados dos testes experimentais mostraram que, por causa das diferentes propriedades do biodiesel e do diesel, ambos exibem diferentes características de injeção, combustão e performance para diferentes cargas do motor e tempo de injeção. O uso do biodiesel ao invés do diesel resultou em tempos de injeção mais antecipados e pressão máxima do cilindro, máxima taxa de aumento da pressão e máxima taxa de liberação de calor levemente menores. O consumo de combustível específico para o biodiesel foi maior do que para o diesel puro, enquanto que a eficiência térmica de frenagem do biodiesel é menor do que para o diesel. O tempo de injeção original deu melhores resultados para o consumo de combustível específico, consumo de energia específica e eficiência térmica, comparados aos tempos de ignição avançados e retardados.

Xue et al. (2011) em seu trabalho fizeram um levantamento com os mais renomados jornais e revistas indexadas de pesquisa preferencialmente da última década sobre performance e emissões em motores diesel, quando estes operam com biodiesel. Eles comentam os efeitos do biodiesel sobre a potência dos motores, economia, durabilidade e emissões incluindo as regulamentadas ou não, e os correspondentes fatores de efeito são pesquisados e estudados com detalhes. Em motores convencionais a diesel com nenhuma ou poucas modificações, o biodiesel comanda substanciais reduções em material particulado, hidrocarbonetos não queimados e emissões de CO, acompanhado de quase imperceptível perda de potência, de aumento de consumo de combustível e decréscimo nas emissões de NO_x. Conforme os autores, o uso do biodiesel favorece a redução dos depósitos de carbono e do desgaste de componentes principais do motor. Assim, as combinações de biodiesel e diesel com pequenas quantidades do primeiro na mistura, podem ajudar no controle da poluição do ar sem sacrificar significativamente a potência e economia dos motores. Entretanto, muitas pesquisas adicionais sobre otimização e modificações nos motores, baixa performance na temperatura dos motores, nova instrumentação e metodologia para medidas, etc, devem ser aplicadas quando o diesel do petróleo é completamente substituído por biodiesel

CAPITULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Materiais

3.1.1 Óleo diesel

Apesar de o diesel S50 da PETROBRAS, que tem 50 ppm de enxofre no seu conteúdo, estar em pleno uso atualmente, não se pôde utilizar seus dados na modelagem deste trabalho, pois os dados do analisador de gases, da última vez em que foram colhidos, o foram utilizando o óleo diesel B S500, pois não se dispunha de diesel S50 nos postos fornecedores na cidade de Campina Grande – PB, Brasil. Assim, o diesel utilizado na parte experimental deste trabalho foi adquirido dos postos de combustíveis próximos da UFCG, sendo transportados e armazenados em depósitos de 200 litros, mantidos a temperatura e pressão ambiente. Logo, para fins de estudo, o diesel em consideração neste trabalho tem a composição química dada por Medeiros et al, (2002) na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Composição do óleo diesel B S500 em base mássica.
Fonte: Medeiros et al., (2002).

Componente	% em massa
$C_{12}H_{26}$	99,72
S	0,28

Para transformar as percentagens mássicas em kmol/kg de diesel, procede-se sequencialmente coluna a coluna como ilustrado na Tabela 3.2.

3.1.2 Gás natural

O gás natural, oriundo do gasoduto nordestão foi adquirido em postos da cidade de Campina Grande – PB, Brasil e transportado para o laboratório em um banco de cilindros dispostos em uma caminhoneta, permanecendo na mesma durante todo o experimento. Cada

cilindro tem capacidade para armazenar 26 Nm³ na pressão de 22000 kPa e temperatura ambiente. O gás usado nos ensaios apresentou a composição química fornecida na Tabela 3.3 e as propriedades físico-químicas são dadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.2 - Composição do diesel em fração volumétrica

Componente	Fração em massa kg/kg de mistura	Massa molecular kg/kmol	Kmol/kg de mistura	Fração molar kmol / kmol de mistura	Fração volumétrica (%)
C ₁₂ H ₂₆	0,9972	170	0,0058658	0,9853022	98,53
S	0,0028	32	0,0000875	0,0146977	1,47
Total	1		0,0059533	1	100

Tabela 3.3 - Composição do gás natural do gasoduto Nordesteão.
Fonte: PBGÁS (2006)

Componentes	% em volume
Metano	89,42
Etano	7,24
Propano	0,16
Butano	0,18
Hexano (superiores)	0,061
Nitrogênio	1,27
Dióxido de Carbono	1,66
O ₂	0,08
H ₂ S	0,10 mg/m ³
S	0,2 mg/m ³
Inertes (%vol)	2,230

Tabela 3.4 - Propriedades do gás natural do gasoduto Nordesteão.
 Fonte: PBGÁS (2006)

Propriedades	
Índice de Wobe (MJ/m ³)	48,778
Densidade relativa	0,62
PCS (MJ/m ³)	38,286

3.1.3 O biodiesel

O biodiesel utilizado na modelagem deste trabalho é de semente de algodão. Os vários biodieseis existentes tem em sua composição vários ácidos graxos e seu teor varia de acordo com a natureza da oleaginosa que foi matéria prima para sua obtenção. Oliveira et al. (2008) reporta os dados referentes a um biodiesel de semente de algodão por ele investigado que possui a seguinte composição, com faixa de variação percentual: ácido palmítico (17-31%) com fórmula química C₁₆H₃₂O₂, ácido esteárico (1-4%) com fórmula química C₁₈H₃₆O₂, ácido oléico (13-44%) com fórmula química C₁₈H₃₄O₂, ácido linoléico (33-59%) com fórmula química C₁₈H₃₂O₂ e o ácido linolênico (0,1-2,1%) com fórmula química C₁₉H₃₂O₂.

Como não dispomos de informações de análise química do biodiesel fornecido para a realização deste trabalho, teve-se que lançar mão de procurar as propriedades termofísicas do mesmo na literatura. Assim, Ilkilic (2009), em seu trabalho, publicou os dados, conforme a Tabela 3.5, sobre os óleos de semente de algodão e de soja por ele analisados, sendo que os do primeiro estavam dentro das faixas percentuais reportadas por Oliveira et al. (2008). Porém no trabalho de Ilkilic (2009) não constava propriedades termofísicas de interesse para a modelagem teórica deste trabalho, mas se observou que os percentuais de constituintes químicos dos ácidos graxos que compunham o óleo de semente algodão eram bem próximas das dos que compunham o óleo de soja.

Pela semelhança química entre os dois óleos, presumiu-se que não se teria muito prejuízo em se utilizar propriedades termofísicas de algum óleo de soja, que se pudesse achar na literatura com propriedades termofísicas catalogadas, em substituição ao óleo de semente

algodão, uma vez que os dados para este último não foram conseguidos. Dessa forma, foi encontrado no trabalho de Canakci et al.(2006) dados para óleo de soja com propriedades termofísicas disponíveis, as quais estão listadas na Tabela 3.6. E estes dados, então, foram tomadas neste trabalho para simular as condições de biodiesel de semente de algodão no modelo matemático.

Tabela 3.5 - Comparação entre os percentuais de constituintes químicos do óleo de semente de algodão e do óleo de soja.

Fonte: Ilkilic (2009)

Composição	Fórmula química	Óleo de semente de algodão	Óleo de soja
ácido palmítico	$C_{16}H_{32}O_2$	22	17
ácido esteárico	$C_{18}H_{36}O_2$	2	3
ácido oléico	$C_{18}H_{34}O_2$	25	26
ácido linoléico	$C_{18}H_{32}O_2$	50	54
ácido linolênico	$C_{19}H_{32}O_2$	1	3

Tabela 3.6 - Dados do biodiesel a serem usados neste trabalho.

Fonte: Canakci et al.(2006)

Fórmula molecular	$C_{18,74}H_{34,43}O_2$
Massa molecular (kg/kmol)	291,77
Poder calorífico superior (kJ/kg)	39450

3.2 Metodologia

3.2.1 Experimental

Os experimentos e a montagem do sistema experimental foram feitos por uma equipe multidisciplinar composta por alunos bolsistas de Graduação, Mestrado e Doutorado

englobando as Unidades Acadêmicas de Engenharia Mecânica e Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Campina Grande - UFCG. Os próximos itens descrevem todo o sistema experimental e procedimentos que estão sendo realizados.

3.2.1.1 O sistema eletro-mecânico (motor-gerador)

O sistema eletro-mecânico estudado conforme apresentado na Figura 3.1 é composto por um motor CUMMINS 6CTA8.3 com seis cilindros em linha e capacidade de 188 kW à 1800 rpm, acoplado a um gerador marca Onan Genset de 150 kW. A unidade está totalmente instrumentada com medidores de vazão de ar, gás e diesel, sensores de temperatura e pressão em vários pontos do sistema e sonda para análise de gases. Todos os dados são coletados em tempo real via sistema de aquisição de dados

3.2.1.2 O sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados (Figuras 3.2 e 3.3) é composto por uma unidade de leitura e tratamento de sinal, desenvolvido no Departamento de Engenharia Elétrica / UFCG (DEE/UFCG), e um micro computador que tem como função processar e armazenar todas as informações coletadas em tempo real. Na Figura 3.2 pode-se verificar uma imagem da interface gráfica do sistema de aquisição e armazenamento de dados.

3.2.1.3 Sistema de pesagem do combustível diesel/biodiesel

A fim de se medir com precisão o consumo da mistura de combustível diesel/biodiesel foi empregada uma balança da marca Filizola a qual possui um sistema de controle de pesagem, como pode ser visto nas Figuras 3.4 a-b. A balança tem capacidade de 150 kg com divisões de 50 gramas a qual possui uma saída serial que permite a conexão ao sistema de aquisição de dados.



Figura 3.1 - Conjunto motor-gerador



Figura 3.2 - Interface gráfica do sistema de aquisição e armazenamento de dados.

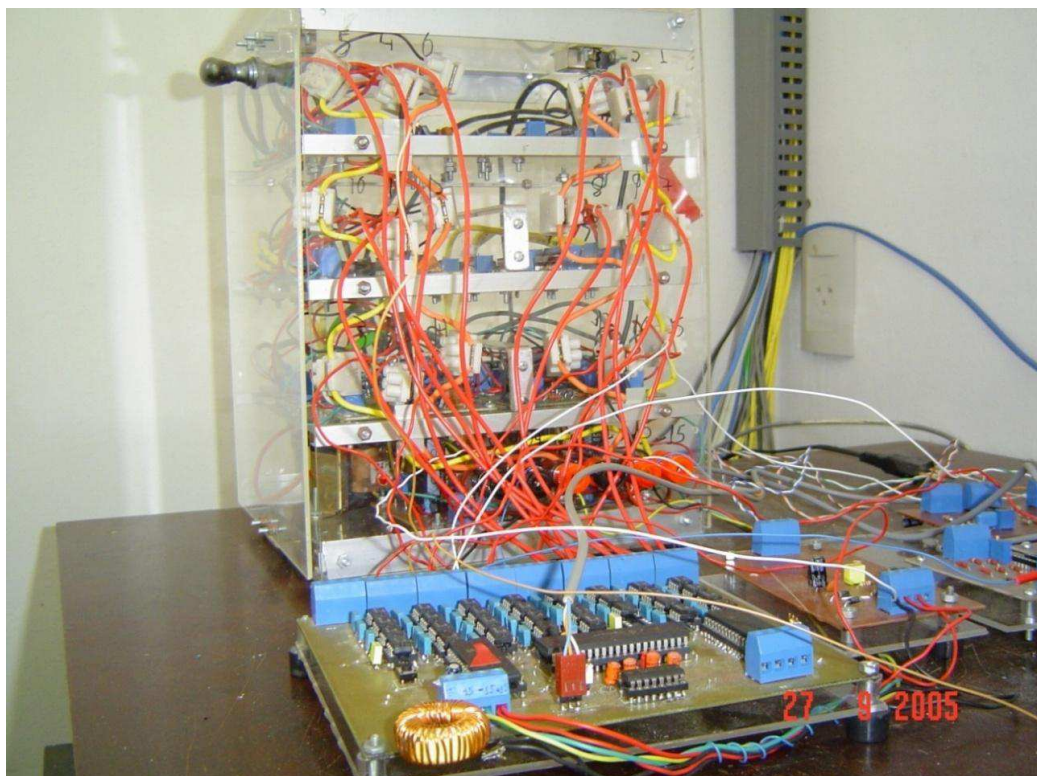
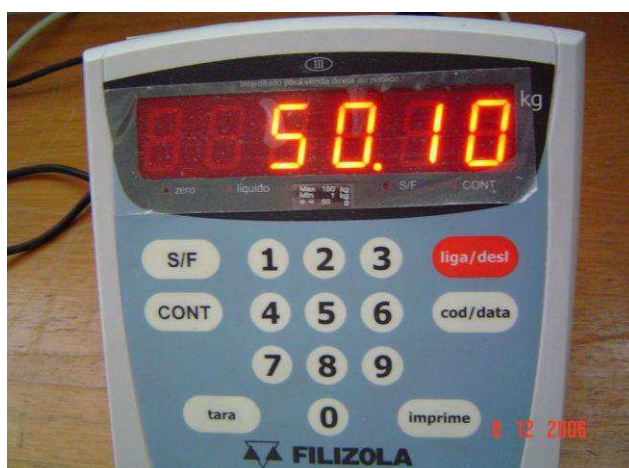


Figura 3.3 - Sistema de aquisição de dados.



a)



b)

Figura 3.4 - Sistema de pesagem do combustível diesel/biodiesel: a) Balança e b) Sistema de controle de pesagem

3.2.1.4 Sistema de medição de temperatura e pressão no motor

Em pontos estratégicos ao longo do motor estão instalados termopares, com precisão de 1% nas medidas, a fim de se poder avaliar o comportamento térmico do motor. Foram usados os termopares cromel-alumel com faixa de medição de -50 °C a 1300 °C para avaliar a temperatura dos gases de escapamento, conforme Figura 3.5. Já para realizar as medições de temperaturas do ar de admissão, do óleo lubrificante, do combustível, da água de refrigeração do motor os termopares usados foram de ferro-constantan com faixa de medição de 78 °C a 230 °C.

Para registrar as variações de pressão do ar na entrada do motor foi instalado um transdutor de pressão, marca Hytronic, modelo TP (piezoresistivo), que opera nas faixas de pressão absoluta de 0 a 5×10^7 Pa, possuindo sinal de saída de 10 mV/V (TP) e temperatura do fluido variando de -40 °C à 135 °C (piezo), como pode ser visto na Figura 3.6. Nas imediações deste transdutor também está instalado um termopar para registro da temperatura do ar de admissão. Também foram instalados um transdutor que está encarregado de monitorar a pressão do ar após a passagem pelo turbo – compressor e outros dois termopares encarregados de registrar a temperatura do ar após o compressor e após o *aftercooler*. Na Figura 3.7 está ilustrada a presença desses acessórios.

Há também um transdutor de pressão na galeria de distribuição de lubrificante e um termopar instalado no cárter do motor, para proporcionarem medidas de pressão e temperatura do óleo lubrificante, respectivamente, no sentido de acompanhar e monitorar a lubrificidade do motor de forma preventiva a impedir danos. Eles podem ser vistos nas Figuras 3.8 e 3.9, respectivamente.



Figura 3.5 - Termopares instalados no coletor de escapamento.

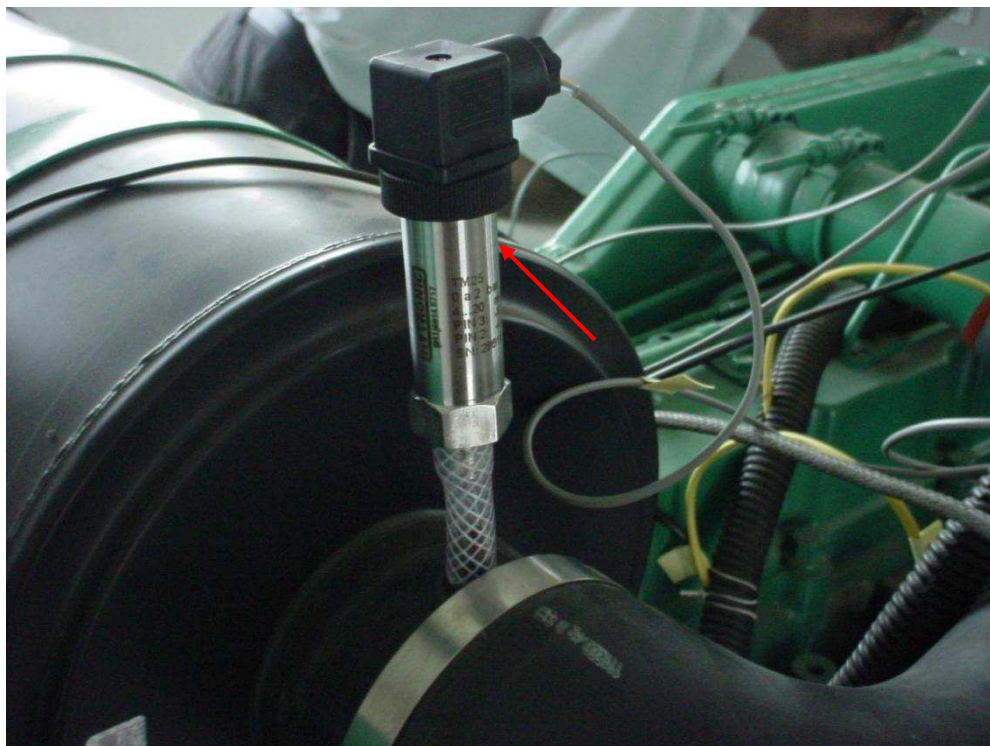


Figura 3.6 - Sensores de medição de pressão do ar na entrada do motor

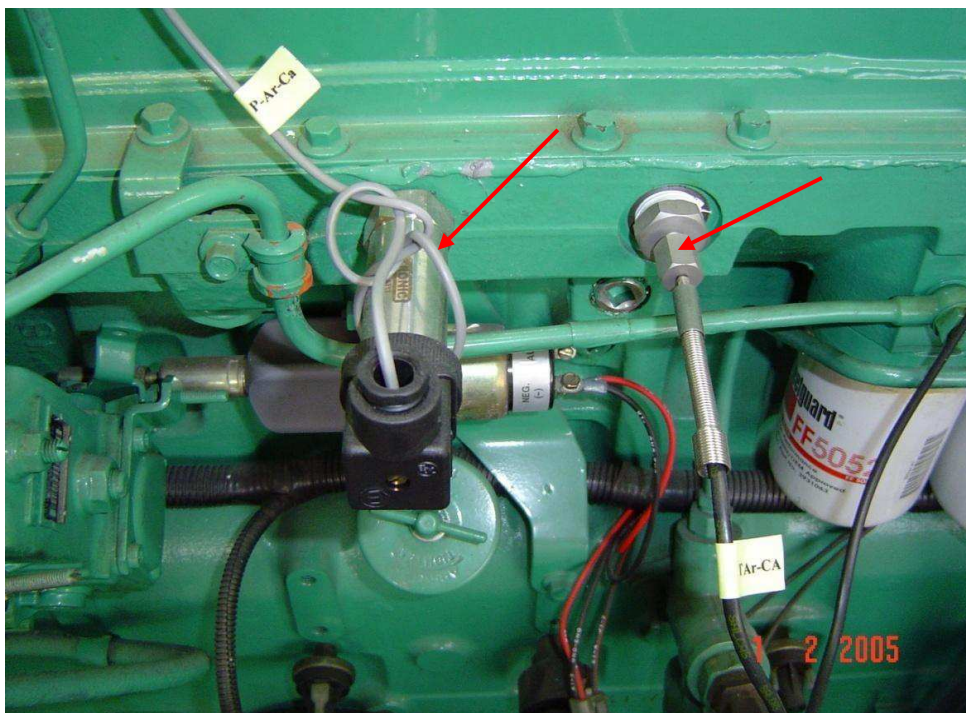


Figura 3.7 - Sensores de medição de pressão e temperatura (d) após o turbo e *aftercooler*.



Figura 3.8 - Transdutor para medição da pressão do óleo lubrificante

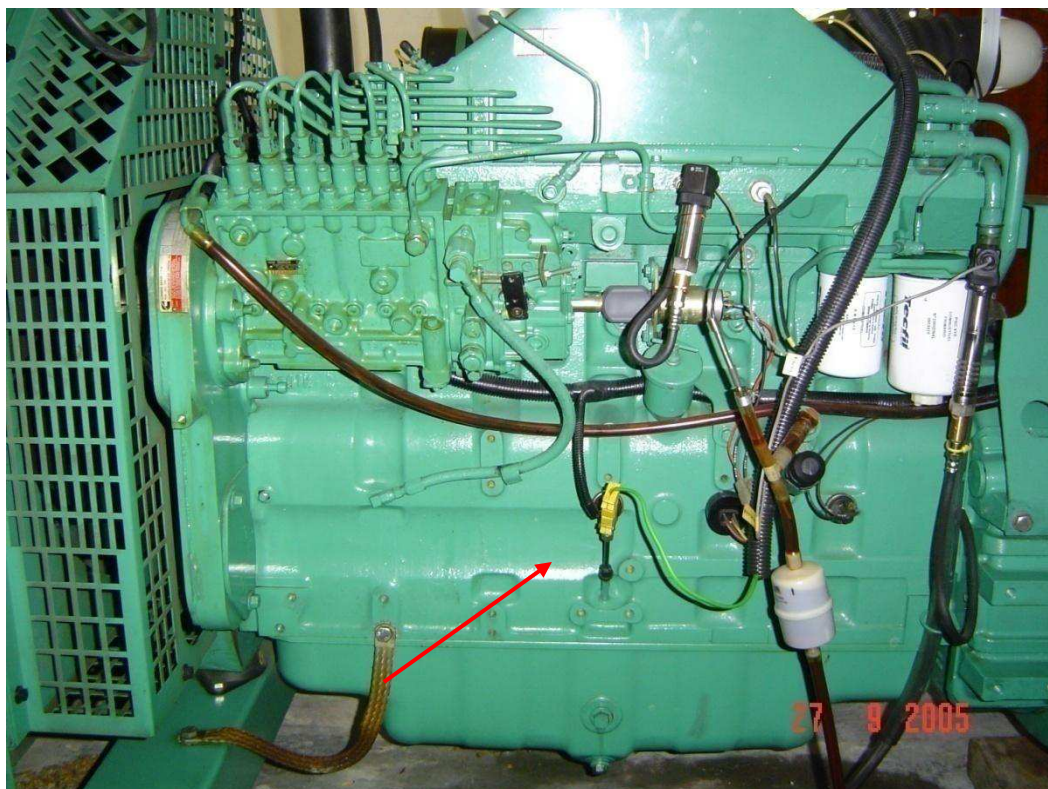


Figura 3.9 - Termopar instalado no cárter, para medição da temperatura do óleo.

Há um termopar instalado nas imediações da entrada (Figura 3.10) e outro nas imediações da saída do motor (Figura 3.11), a montante e a jusante do radiador, de forma a permitir o acompanhamento do sistema de arrefecimento do motor a fim de impedir o seu superaquecimento. Outro ponto positivo destes termopares é o fato de se for conhecida a vazão de água poder-se calcular a quantidade de calor retirada pelo sistema.

Também há instalados transdutores de pressão e termopares, com o intuito de medir a pressão atmosférica local, e as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, no sentido de possibilitar uma correção de valores de potência disponibilizada pela unidade e transferência de calor entre o motor e o ambiente externo, além das propriedades do ar na entrada do motor. A Figura 3.12 mostra a presença desses equipamentos no laboratório.



Figura 3.10 - Termopar instalado para medição da temperatura da água na entrada do motor



Figura 3.11 - Termopar instalado para medição da temperatura da água na saída do motor.



Figura 3.12 - Sistema de medição da condição atmosférica local:transdutor (e) e termopares (d)

3.2.1.5 Sistema de análise dos gases de escape

Relativo a análise de emissão de poluentes do motor, foi utilizado um analisador de gases fabricado por *Kane International Limited*, modelo KM 9106 (Figuras 3.13 e 3.14), com as especificações mostradas na Tabela 3.7, aliado a uma sonda para coleta de gases no sistema de descarga do motor, em tempo real. Na Figura 3.15, vê-se a sonda do analisador de gases instalada no escapamento do motor, onde os gases são captados para análise.



Figura 3.13 - Analisador de gases.

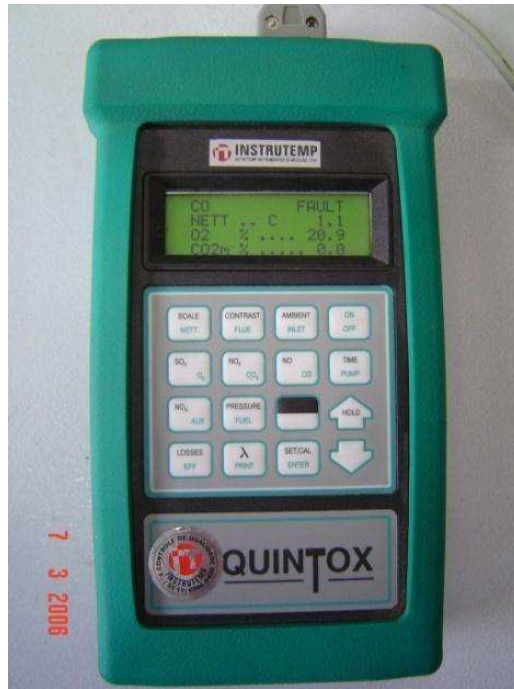


Figura 3.14 - Unidade de controle do analisador.



Figura 3.15 - Sonda do analisador de gases.

Tabela 3.7 - Especificações técnicas do analisador de gases

Parâmetro	Escala	Resolução	Precisão
Temperatura	0 - 1170°C	1,0°C	+/- 2,0°C +/- 3% Valor Medido
CO	0 - 10.000 ppm	1 ppm	±20 ppm <400 ppm ±5% da leitura <2000 ppm ±10% da leitura >2000 ppm
CO ₂	0 - CO ₂ Máximo	0,1%	+/- 0,2%
NO	0 - 10.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm < 100 ppm +/- 5% da leitura > 100 ppm
NO ₂	0 - 5.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm < 100 ppm +/- 5% da leitura > 100 ppm
SO ₂	0 - 5.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm < 100 ppm +/- 5% da leitura > 100 ppm
C _x H _y (Metano)	0 - 5% LEL	0,01%	<1%: ±0.05% >1%: ±5% da leitura
Pressão	0 - 150 mbar	0,1 mbar	+/- 0,05% fundo da escala
Perdas	0 - 99,9%	0,1%	+/- 1% da Leitura
Eficiência de Queima	0 - 99,9%	0,1%	+/- 1% da Leitura
Excesso de Ar	0 - 250%	0,1%	+/- 0,2%
Índice de Toxicidade	0 - 99,9%	0,1%	±5% da Leitura
Relação CO/CO ₂	0 - 99,9%	0,001%	±5% da Leitura
Oxigênio	0 - 25%	0,1%	0,1 / +/- 0,2%

3.2.1.6 Sistema de medição de vazão de ar

O medidor de vazão é do tipo turbina. Consiste em um corpo e um rotor, montado em seu interior, cuja velocidade angular é diretamente proporcional à velocidade do fluido em que está sendo medido. Um sensor de configuração magnética ou indutiva é montado no corpo do medidor de maneira a captar a passagem das aletas do rotor, gerando um trem de

pulsos de característica senoidal. Estes pulsos são, na seqüência, enviados para uma unidade pré-amplificadora ou um conversor para que resultem em sinal de saída (pulsos quadrados) de alta impedância ou sinais analógicos.

A Tabela 3.8 a seguir, apresenta as características técnicas dos medidores de vazão, fornecidas pelo fabricante.

Tabela 3.8 - Especificações técnicas do medidor de vazão marca Nykon Dwyler

Precisão para gases	1%
Repetibilidade	0,05%
Pressão máxima de operação	3×10^7 Pa
Temperatura máxima de operação	180°C
Vazão máxima de ar	735 m ³ /h
Vazão máxima de gás	44 m ³ /h

Na Figura 3.16 destaca-se o medidor de vazão de ar instalado na tubulação de entrada de ar do motor.

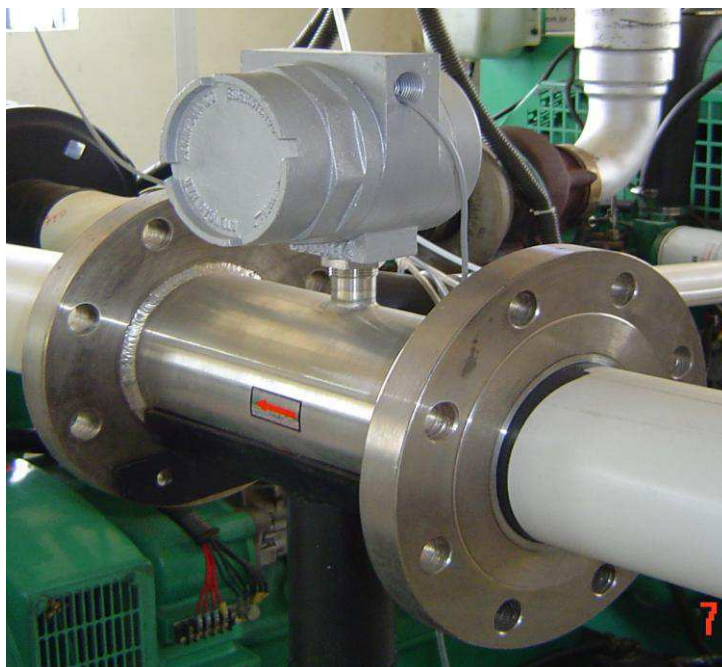


Figura 3.16 - Medidor de vazão de ar.

3.2.1.7 Sistema de medição da vazão do gás natural

O sistema de medição de vazão de gás natural, que pode ser visto na Figura 3.17 possui as mesmas especificações do medidor de vazão de ar, mudando apenas a sua capacidade de vazão (Tabela 3.8). O medidor de vazão de gás está instalado na linha de alimentação de gás que vem do redutor de pressão, passando pelo kit gás até o motor.

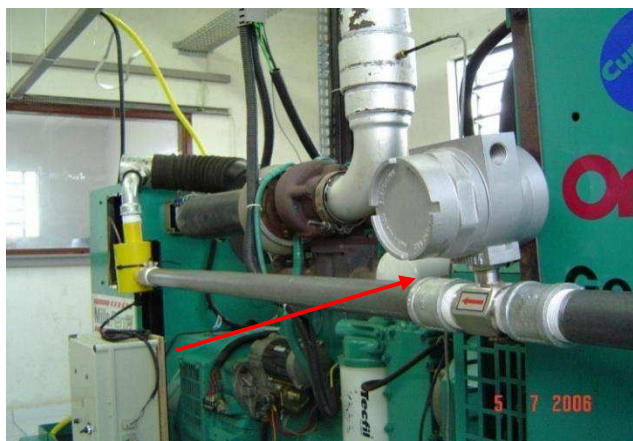


Figura 3.17 - Medidor de vazão de gás natural.

3.2.1.8 Sistema para medição de potência no motor-gerador

A fim de se medir a potência no eixo do motor, uma vez que ele está acoplado a um gerador, basta medir - se a potência elétrica gerada no mesmo. Para se fazer esta medição foi utilizado no sistema um banco de carga resistiva, da marca ALFA OHMIC, com capacidade de 150 kw, e eficiência 93,2%. O mesmo está ilustrado na Figura 3.18.

3.2.1.9 Sistema de armazenamento de gás natural

O sistema de armazenagem de gás natural (Figura 3.19) é composto por um conjunto de 10 cilindros, cuja capacidade máxima é de 260 Nm³, os quais, através de tubo flexível estão conectados com a unidade redutora de pressão (Figura 3.20) na sala de ensaios onde está o motor. O sistema de armazenagem de gás natural está de acordo com as normas de segurança vigentes para GNV.



Figura 3.18 - Banco de carga de 150 kW



Figura 3.19 - Sistema de armazenagem de gás.



Figura 3.20 - Sistema de redução de pressão.

3.2.1.10 Unidade de controle de mistura ar-gás para o motor (kit gás)

O controle do fluxo de gás feito por este sistema e se dá em função de parâmetros como a pressão do coletor de admissão e a temperatura dos gases do escapamento. Sua central eletrônica recebe um sinal em função dessas informações de temperatura e pressão enviando-o para a válvula controladora de fluxo, que dosa a mistura ar-gás natural fornecida ao motor.

Na Figura 3.21 apresenta-se o sistema montado, onde se destaca a central eletrônica (1), e a válvula dosadora de gás natural (2).

3.2.1.11 Procedimento experimental

a) informações sobre a calibração dos termopares e transdutores

Todos os termopares tiveram a sua calibração aferida pela equipe multidisciplinar mediante a imersão dos mesmos em gelo (zero grau centígrado) e em água fervendo (cem graus centígrados). Os transdutores de pressão e os medidores de vazão possuem certificados de calibração. O sistema motor-gerador foi ligado e foram realizados os testes com o banco de carga.

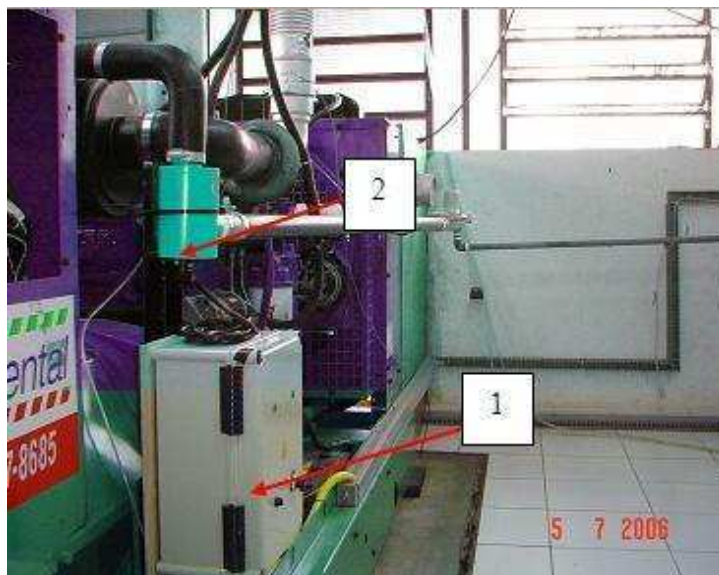


Figura 3.21 - Controle de mistura ar-gás para o motor (kit gás).

b) Procedimento durante os testes

Todos os testes foram realizados no Laboratório de Geração Termoelétrica da Universidade Federal de Campina Grande, implantado a partir de um projeto de pesquisa entre as instituições: Universidade Federal de Campina Grande (Departamento de Engenharia Elétrica - DEE, Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica – UAEM), Geradora de Energia Brasileira – GEBRA e o Consórcio - Brasympe, formada pela associação de capitais da SoEnergy – Sistemas Internacionais de Energia, grupo MPE e Petrobras Distribuidora (BR).

Para obtenção dos resultados liga-se o sistema de aquisição de dados e em seguida o conjunto motor-gerador. A intervalos de 1,034 segundos são coletados dados de temperatura no sistema de escapamento do motor, do ar de admissão, do óleo lubrificante, do ar ambiente, da água na entrada e saída, do ar após a passagem pelo compressor, da pressão ambiente e após o compressor, da pressão do óleo lubrificante e de vazões para o ar, o gás e a mistura diesel/biodiesel na entrada do motor, bem como dados de emissão de CO, CO₂, NO, NO₂, C_xH_y (metano), O₂, eficiência da combustão e de excesso de ar.

Durante a realização dos ensaios o motor é posto em funcionamento até atingir a temperatura de trabalho, a qual é identificada pela temperatura da água na saída do motor. Alcançada a estabilidade de funcionamento do motor, as medições são realizadas com uma variação de carga de 20 kW de potência, iniciando-se com uma carga de 40 kW e chegando-se

finalmente a uma carga de 120 kW. Cada carga permaneceu constante por um período de 10 minutos (tempo definido após inúmeros testes).

Para os ensaios do motor trabalhando com os combustíveis diesel/biodiesel e gás natural, visando obter as suas curvas padrão, adotou-se uma metodologia em que todos os dados relativos ao ensaio foram armazenados para posteriormente serem analisados, com o objetivo de se verificar as condições de funcionamento, temperaturas do motor, pressões, consumo e análise dos gases de escapamento.

Com relação às condições de fornecimento de gás natural para o motor, estabeleceu-se que nos primeiros ensaios o fornecimento de gás natural seria controlado pelo operador do sistema, através de comando pelo sistema computacional gerando uma curva característica de vazão de gás. Estabelecidos os parâmetros limites de vazão para cada condição de carga, o sistema de controle de gás (kit) passou a assumir o controle da vazão de gás natural.

Os ensaios consistiam em se preparar a mistura piloto do diesel/ biodiesel variando-se o percentual deste último no primeiro começando-se do valor de 10 % (Biodiesel B10) até 100 % (Biodiesel B100, condição de biodiesel puro) com incrementos de 10% ente um ensaio e outro, fazendo- se a variação de carga acima citada. A taxa de substituição de diesel por biodiesel ficou todo o tempo em torno de 85 %.

Os resultados experimentais encontram-se nos Apêndices B e C

3.2.2 Teórica

3.2.2.1 Considerações sobre o problema analisado

Para a análise do sistema considere a Figura 3.22, onde se apresenta um motor de forma esquemática. Considerou-se que o combustível entra no motor operando em regime permanente com uma vazão mássica de \dot{m}_c e é misturado com uma quantidade de ar \dot{m}_a . Tanto o ar quanto o combustível tem variações de energia cinética e potencial desprezíveis. O combustível entra no motor à temperatura T_c e à pressão P_c , enquanto o ar entra no motor com a temperatura T_a e à pressão P_a . A mistura queima completamente e os produtos da combustão

deixam o motor à temperatura T_p e à pressão P_p com o fluxo de massa \dot{m}_f . O motor desenvolve uma potência \dot{W} e transfere uma quantidade de calor \dot{Q} para o ambiente. Todas as trocas de energia entre o óleo e a água com a carcaça do motor e o ar com o turbocompressor e cooler, estão contidas internamente ao volume de controle que envolve o motor, e, portanto seus efeitos estão contidos no \dot{Q} .

3.2.2.2 A mistura ar-combustível

Para determinar a razão ar-combustível (AC), considere a seguinte equação da combustão completa de dois hidrocarbonetos C_nH_{2n+2} e C_mH_{2m+2} , com α e β moles, respectivamente, e com a de ar teórico. Nesta análise supõe-se o N_2 inerte e o ar totalmente seco (umidade absoluta = 0 kg de água / kg de ar seco). Sendo assim, tem-se:

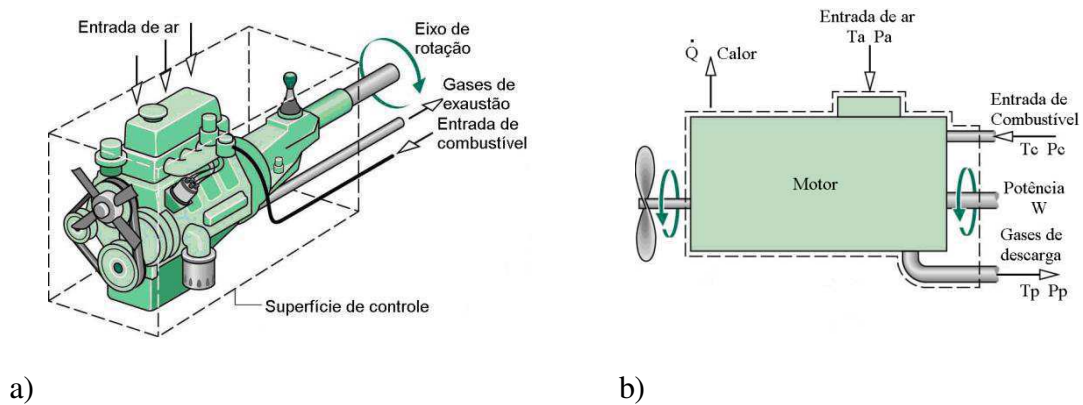
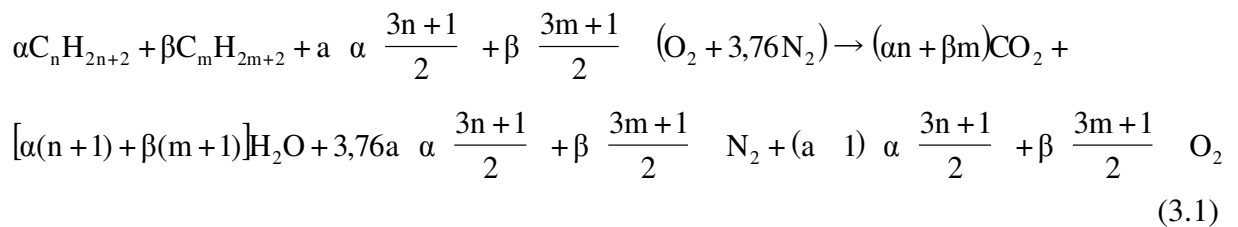


Figura 3.22 - Esquema do motor analisado. Fonte: Moran e Shapiro, (2000).



A razão ar-combustível em base mássica é dada por:

$$AC = \frac{M_{ar}}{M_c} \quad (3.2)$$

onde M_{ar} é a massa molecular do ar, M_c é a massa molecular do combustível e \overline{AC} é a razão ar-combustível na base molar. \overline{AC} representa o número de moles do ar dividido pelo número de moles do combustível. Em geral, a relação ar-combustível para um motor que está operando com diesel é: $18 \leq AC \leq 70$ (Heywood, 1988).

3.2.2.3 Análise energética de um motor de combustão interna operando com misturas de diesel/biodiesel e gás natural

a) Equação para a massa (balanço estequiométrico)

O volume de controle é um volume no espaço de interesse para um estudo ou análise particular. A superfície envolvente desse volume de controle é chamada superfície de controle, sendo sempre uma superfície fechada. O tamanho e a forma do volume de controle são completamente arbitrários e são definidos de modo que sejam os mais convenientes para a análise a ser feita. A superfície pode se fixa, pode se mover ou se expandir. Entretanto esta superfície deve ser determinada em relação a algum sistema de coordenadas. Em algumas análises é interessante considerar-se um sistema de coordenadas em rotação ou movimento e descrever-se a posição da superfície de controle em relação a tal sistema de coordenadas.

A massa, bem como o calor e trabalho, podem atravessar a superfície de controle, e a massa contida no volume de controle, bem como suas propriedades, podem variar no tempo. Neste caso, a lei da conservação da massa relacionada a um volume de controle em regime permanente, pode ser escrita como segue:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.3a)$$

que pode ser escrita para um motor dual que funciona com diesel/biodiesel e gás, como:

$$\dot{m}_d + \dot{m}_g + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_p \quad (3.3b)$$

ou ainda em termos do número de moles:

$$\sum_i M_e \dot{n}_e = \sum_i M_s \dot{n}_s \quad (3.3c)$$

Partindo-se da equação (3.3b), e após algumas manipulações algébricas chega-se a seguinte equação química:

$$\begin{aligned} & n_d \left(y_{C_{12}H_{26}} C_{12}H_{26} + y_s S + y_{C_{18,74}H_{34,43}O_2} C_{18,74}H_{34,43}O_2 \right)_d + \\ & + n_g (y_{CH_4} CH_4 + y_{C_2H_6} C_2H_6 + y_{C_3H_8} C_3H_8 + y_{C_4H_{10}} C_4H_{10} + \\ & + y_{N_2} N_2 + y_{CO_2} CO_2 + y_{O_2} O_2)_g + n_{O_2} (O_2 + 3,76N_2 + 7,655wH_2O) = \\ & = n_{ps} (y_{CO_2} CO_2 + y_{CO} CO + y_{N_2} N_2 + y_{NO_2} NO_2 + y_{SO_2} SO_2 + \\ & + y_{CH_4} CH_4 + y_{O_2} O_2)_p + n_{H_2O} H_2O \end{aligned} \quad (3.4)$$

onde n_d , n_g , n_{O_2} , n_{ps} e n_{H_2O} são os números de moles da mistura diesel/biodiesel, gás, oxigênio, produtos secos e vapor de água, respectivamente. Vale salientar que o biodiesel foi considerado como um componente do diesel para fins de simplificação da modelagem, uma vez que este foi misturado ao diesel de forma bem homogênea.

A composição química dos combustíveis (frações molares) usados neste trabalho está reportada nas Tabelas 3.2 e 3.3. Os combustíveis são queimados fornecendo produtos de combustão cuja composição a seco em base molar é obtida pelo analisador de gases (y_{CO_2} , y_{CO} , y_{NO} , y_{NO_2} , y_{O_2} , y_{CH_4} e y_{SO_2}). A fração molar do N_2 (y_{N_2}) foi obtida por diferença

$$\left(1 - \sum_{i=7}^7 y_i \right).$$

Na equação (3.4), n_d e n_g foram calculados a partir dos fluxos mássicos do diesel/biodiesel e gás, determinados a partir da vazão volumétrica destes combustíveis, obtidos experimentalmente.

O número de moles de um componente ou mistura é dado por:

$$n = \frac{m}{M} \quad (3.5)$$

Para uma substância (ou mistura) constituída de vários componentes, a massa molecular é dada por:

$$M = \sum_i y_i M_i \quad (3.6)$$

onde y_i e M_i são as frações molares e massa molecular de cada componente da mistura.

A umidade absoluta relaciona-se com a umidade relativa do ar como segue:

$$w = 0,622 \left[\frac{\phi P_{vs}}{P - \phi P_{vs}} \right] \quad (3.7)$$

onde P_{vs} e a pressão de vapor saturado a uma dada temperatura (que pode ser obtida através de equações matemáticas ou de tabelas termodinâmicas, reportada na literatura), e ϕ é a umidade relativa.

Os demais parâmetros contidos na equação (3.4) são obtidos realizando-se o balanço de massa entre os reagentes e produtos.

Neste trabalho a razão/combustível foi determinada como segue:

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c} \quad (3.8)$$

Para se ter conhecimento do excesso de ar, considera-se a equação para a combustão completa da mistura combustível com a quantidade de ar teórica, como segue:

$$\begin{aligned} & n_d (y_{C_{12}H_{26}} C_{12}H_{26} + y_s S + y_{C_{18,74}H_{34,43}O_2} C_{18,74}H_{34,43}O_2)_d + \\ & + n_g (y_{CH_4} CH_4 + y_{C_2H_6} C_2H_6 + y_{C_3H_8} C_3H_8 + y_{C_4H_{10}} C_4H_{10} + \\ & + y_{N_2} N_2 + y_{CO_2} CO_2 + y_{O_2} O_2)_g + n'_{O_2} (O_2 + 3,76 N_2 + 7,655 w H_2O) = \\ & = n'_{ps} (y_{CO_2} CO_2 + y_{N_2} N_2 + y_{SO_2} SO_2)_p + n'_{H_2O} H_2O \end{aligned} \quad (3.9)$$

Partindo-se da equação (3.9) balanceada, determina-se \overline{AC}' e relacionando-se com \overline{AC} obtido da equação (3.4) balanceada, obtém-se o excesso de ar como segue:

$$\% \text{ excesso de ar} = \left[\frac{\overline{AC}}{\overline{AC}'} - 1 \right] \times 100 \quad (3.10)$$

Já que a água é formada na queima dos combustíveis hidrocarbonados, a fração molar do vapor d'água nos produtos gasosos da combustão pode ser significativa. Se os produtos gasosos da combustão forem resfriados a uma pressão de mistura constante, a temperatura de ponto de orvalho pode ser atingida quando a água começa a se condensar. Como a água depositada no coletor de descarga, silencioso e outras partes metálicas pode causar corrosão, o conhecimento da temperatura de ponto de orvalho é importante. Desse modo, de acordo com a equação química balanceada, a fração molar do vapor d'água, y_{vp} é:

$$y_{vp} = \frac{n_{H_2O}}{n_{p_s} \left(\sum_j y_j \right)_{\text{Produtossecos}} + n_{H_2O}} = \frac{n_{H_2O}}{n_p} \quad (3.11)$$

onde n_p é o número de moles total

Por outro lado, a pressão parcial do vapor d'água nos produtos da combustão é dada por:

$$P_{vp} = y_{vp} P_p \quad (3.12)$$

Daí, conhecendo-se P_{vp} , obtém-se t_p a partir das tabelas termodinâmicas. A temperatura t_p é a temperatura de saturação a uma pressão P_{vp} , que também é a temperatura de ponto de orvalho.

b) Equação da energia

Aplicando a primeira lei da termodinâmica, o balanço de energia para o sistema reagente em regime permanente quando a energia cinética e potencial são desprezíveis, assume a forma:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_{vc} \quad (3.13a)$$

que pode ser escrita para o motor dual como:

$$\dot{Q} + \dot{H}_d + \dot{H}_g + \dot{H}_{arúmido} = \dot{H}_p + \dot{W} \quad (3.13b)$$

onde $\dot{H} = \dot{m}h$.

Combinando-se as equações (3.5), (3.6) e (3.13a), obtém-se as entalpias expressas por mol de combustível, e o balanço de energia toma a forma.

$$\begin{aligned} \dot{Q} + \dot{n}_d \left(\sum y_i M_i h_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum y_i M_i h_i \right)_g + \left(\sum y_i M_i h_i \right)_{arúmido} = \\ = \dot{n}_p \left(\sum y_i M_i h_i \right)_{produtossecos} + \left(\sum y_i M_i h_i \right)_{vapordeágua} + \dot{W} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Numa forma mais detalhada, a equação (3.14) será:

$$\begin{aligned} \dot{Q} + \dot{n}_d (y_{C_{12}H_{26}} M_{C_{12}H_{26}} h_{C_{12}H_{26}} + y_s M_s h_s + \\ + y_{C_{18,74}H_{34,43}O_2} M_{C_{18,74}H_{34,43}O_2} h_{C_{18,74}H_{34,43}O_2})_{diesel} + \\ + \dot{n}_g (y_{CH_4} M_{CH_4} h_{CH_4} + y_{C_2H_6} M_{C_2H_6} h_{C_2H_6} + y_{C_3H_8} M_{C_3H_8} h_{C_3H_8} \\ + y_{C_4H_{10}} M_{C_4H_{10}} h_{C_4H_{10}} + y_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + y_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} + y_{O_2} M_{O_2} h_{O_2})_{gás} + \\ + \dot{n}_{O_2} (M_{O_2} h_{O_2} + 3,76 M_{N_2} h_{N_2} + 7,655 w M_{H_2O} h_{H_2O})_{arúmido} = \\ = \dot{n}_p (y_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} + y_{CO} M_{CO} h_{CO} + y_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + \\ + y_{NO} M_{NO} h_{NO} + y_{NO_2} M_{NO_2} h_{NO_2} + y_{SO_2} M_{SO_2} h_{SO_2} + y_{CH_4} M_{CH_4} h_{CH_4} + \\ + y_{O_2} M_{O_2} h_{O_2})_{produtossecos} + \left(\dot{n}_{H_2O} M_{H_2O} h_{H_2O} \right)_{Vapordágua} + \dot{W} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Na base molar pode-se escrever a equação (3.15) como segue:

$$\begin{aligned} \dot{Q} + \dot{n}_d \left(\sum_{i=1}^{\hat{i}} y_i \bar{h}_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum_{j=1}^{\hat{j}} y_j \bar{h}_j \right)_g + \dot{n}_{O_2} [\bar{h}_{O_2} + 3,76 \bar{h}_{N_2} + 7,655 w \bar{h}_{H_2O}] = \\ \dot{n}_p \left(\sum_{k=1}^{\hat{k}} y_k \bar{h}_k \right)_{\text{Produtossecos}} + \dot{n}_{H_2O} \bar{h}_{H_2O} + \dot{W} \end{aligned} \quad (3.16)$$

A entalpia específica de um composto em um estado que não o estado padrão é determinada pela variação de entalpia específica $\Delta \bar{h}$ entre o estado padrão e o estado de interesse mais a entalpia de formação como dado mais abaixo pela equação (3.17).

$$\bar{h} = \bar{h}_f^o + \Delta \bar{h} \quad (3.17)$$

Nesta equação, a entalpia \bar{h}_f^o está associada com a formação do composto a partir de seus elementos e $\Delta \bar{h}$ está relacionada a uma variação de estado em uma composição constante. No Apêndice A, apresenta-se uma estimativa da entalpia de formação do $C_{12}H_{26}$.

A entalpia de formação é obtida a partir de tabelas termodinâmicas ou softwares apropriados, já $\Delta \bar{h}$ pode ser determinado a partir das entalpias dos componentes obtidas diretamente das tabelas ou softwares ou da definição de calor específico como segue:

$$\Delta \bar{h} = \int_{T_{ref}}^T \bar{c}_p \Delta T \quad (3.18)$$

onde $\bar{c}_p = M c_p$.

As seguintes equações para o calor específico à pressão constante de vários gases perfeitos são conhecidos (Van Wyley e Sonntag, 1976; Incropera e DeWitt, 2002 e Naterer, 2003).

N_2	$\bar{c}_p = 39,060 \quad 512,790^{1,5} + 1072,70^{2} \quad 820,400^{3}$	kJ/kmol K
O_2	$\bar{c}_p = 37,432 + 0,020100^{1,5} \quad 178,570^{1,5} + 236,880^{2}$	kJ/kmol K
CO	$\bar{c}_p = 69,145 \quad 0,704630^{0,75} \quad 200,770^{0,5} + 176,760^{0,75}$	kJ/kmol K
H_2O	$\bar{c}_p = 143,05 \quad 183,540^{0,25} + 82,7510^{0,5} \quad 3,69890$	kJ/kmol K

CO ₂	$\bar{c}_p = 3,7357 + 30,5290^{0,5} T + 4,10340 T^2 + 0,0241980 T^3$	kJ/kmol K
CH ₄	$\bar{c}_p = 672,87 + 439,740^{0,25} T + 24,8750^{0,75} T^2 + 323,880^{0,5} T^3$	kJ/kmol K
C ₂ H ₆	$\bar{c}_p = 6,895 + 17,260 T + 0,64020 T^2 + 0,007280 T^3 \dots$	kJ/kmol K
C ₃ H ₈	$\bar{c}_p = 4,042 + 30,460 T + 1,5710 T^2 + 0,031170 T^3$	kJ/kmol K
C ₄ H ₁₀	$\bar{c}_p = 3,954 + 37,120 T + 1,8330 T^2 + 0,034980 T^3$	kJ/kmol K
NO	$\bar{c}_p = 59,283 + 1,70960^{0,5} T + 70,6130^{0,5} T^2 + 74,8890^{1,5} T^3$	kJ/kmol K
NO ₂	$\bar{c}_p = 46,045 + 216,100^{0,5} T + 363,660^{0,75} T^2 + 232,55000^{2} T^3$	kJ/kmol K
C ₁₂ H ₂₆	$c_p = 2,21 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_p = c_p M_{C_{12}H_{26}} = 2,21 \times 170,328 = 373,42$	kJ/kmol K
S	$c_p = 0,708 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_p = c_p M_s = 22,65$	kJ/kmol K
SO ₂	$\bar{c}_p = (3,267 + \frac{5,324}{10^3} T + \frac{0,685}{10^6} T^2 + \frac{5,281}{10^9} T^3 + \frac{2,559}{10^{12}} T^4) R$	kJ/kmol K
C _{18,74} H _{34,43} O ₂	$c_p = 2,08 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_p = c_p M_{C_{18,74} H_{34,73} O_2} =$ $= 2,075 \times 291,77 = 606,88$	kJ/kmol K

onde R= 8,314 kJ/kmolK e θ é T/100.

Para o biodiesel considerou-se o valor de c_p , dada a dificuldade de sua disponibilidade na literatura, como sendo a média entre o menor e o maior valor entre os óleos mais leves e pesados encontrados na literatura que são 1,95 e 2,21kJ/kg°C, respectivamente. A Tabela 3.9 apresenta os valores da entalpia de formação dos reagentes e produtos.

Tabela 3.9 - Valores de entalpia de formação dos reagentes e produtos da combustão.

Fonte: Moran e Shapiro (2000), Van Wylen e Sontag (1993) e Canakci et al. (2006)

Componente	Entalpia de formação \bar{h}_f° (kJ/kmol)
CH ₄	-74850
C ₂ H ₆	-84680
C ₃ H ₈	-103850
C ₄ H ₁₀	-126150
C ₁₂ H ₂₆	-352540
C _{18,74} H _{34,43} O ₂	-636770,4
CO	-110530
CO ₂	-393520
H ₂ O(g)	-241820
N ₂	0
O ₂	0
S	0
NO	90592
NO ₂	33723
SO ₂	-296922

A eficiência energética do motor em análise é obtida como segue:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{n}_d \left[\sum_{i=1}^{\hat{n}} (y_i M_i \text{PCI}_i) \right]_d + \dot{n}_g \left[\sum_{j=1}^{\hat{m}} (y_j M_j \text{PCI}_j) \right]_g} \quad (3.19)$$

A eficiência do processo de combustão foi definida como a razão entre a quantidade de calor liberada durante a combustão e o poder calorífico do combustível queimado. Ela é dada por:

$$\eta_c = \frac{|\dot{Q}| + |\dot{W}|}{\dot{n}_d \left[\sum_{i=1}^{\hat{i}} (y_i M_i \text{PCI}_i) \right]_d + \dot{n}_g \left[\sum_{j=1}^{\hat{j}} (y_j M_j \text{PCI}_j) \right]_g} \quad (3.20)$$

O poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados (diesel/biodiesel e gás natural) foi determinado por:

$$\text{PCI}_{\text{gás ou diesel}} = \left(\frac{\sum_{i=1}^{\hat{i}} y_i \text{PCI}_i}{\sum_{i=1}^{\hat{i}} y_i} \right) \quad (3.21)$$

onde o índice i refere-se ao componente do combustível (gás ou diesel/biodiesel) e \hat{i} , o número de componentes. A Tabela 3.10 apresenta os valores dos PCIs de vários componentes presentes nos combustíveis.

Tabela 3.10 - Poder calorífico inferior de alguns componentes a 25°C e 1 atm.
Fonte: Moran e Shapiro (2000) e Canakci et al. (2006)

Componente	PCI (kJ/kg)
CH ₄	50020,00
C ₂ H ₆	47480,00
C ₃ H ₈	46360,00
C ₄ H ₁₀	45720,00
C ₁₂ H ₂₆	44143,18
C _{18,74} H _{34,43} O ₂	37388,00
CO ₂	0
N ₂	0
O ₂	0
S	9259,00

Cada um destes procedimentos de cálculo engloba equações algébricas sem maiores complexidades e que podem ser implementadas em softwares específicos para resolução de problemas termodinâmicos. Devido a sua simplicidade e flexibilidade para este fim optou-se pelo uso do software *EES (Engineering Equation Solver)*. O EES é um software capaz de executar solução numérica de conjunto de equações algébricas, equações diferenciais e integrais e é também capaz de realizar regressão linear e não linear, entre outras operações. Ele possui pacotes de funções usadas em termodinâmica, com propriedades psicrométricas de utilidade para engenharia, tabelas de vapor e de propriedades de diversos fluidos tais como amônia, metano, dióxido de carbono entre outros.

O software *Grapher*, que é uma poderosa ferramenta para execução de gráficos em 2 e 3D, com a flexibilidade de se poder fazer ajuste de curvas de dados experimentais, também será utilizado para produzir os gráficos a partir dos dados experimentais e dos teóricos, auxiliando nas discussões e conclusões do trabalho.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Resultados experimentais

É uma tarefa bastante complicada estabelecer uma comparação do desempenho do motor deste trabalho com o de outros analisados na literatura, pois trata-se de um trabalho inovador em que se utiliza simultaneamente biodiesel (em várias proporções misturadas ao diesel) e gás natural; também as especificações de cada motor são sempre diferentes para fins de comparação das variáveis de saída. Às vezes tem-se uma variável de saída em função de outra de entrada em que esta última, ou a dependência entre as duas, não foi apreciada em outros trabalhos na literatura. Por exemplo: Alguns trabalhos analisam a taxa de liberação de calor de um motor para o ambiente em função do ângulo da manivela, neste trabalho essa metodologia não estava em seu escopo, mas sim a mesma taxa se dá em função da variação da carga; em outros casos alguns trabalhos analisam as emissões de poluentes de algum motor, ainda que com especificações semelhantes ao deste trabalho, em função da rotação do motor em diferentes valores, porém neste trabalho tem-se uma rotação fixa com a variação da potência do mesmo e, ainda, o biodiesel aplicado em outras pesquisas nem sempre é da mesma oleaginosa utilizada neste trabalho (biodiesel de semente de algodão), o que também interfere nos resultados. Estes são apenas alguns dos exemplos que justificam a dificuldade em se analisar os resultados deste trabalho com os resultados de outros autores. Uma alternativa para se estabelecer razoável comparação é comparar o desempenho do motor deste trabalho com outros na literatura que tenham especificações próximas, tais como: cilindrada, taxa de compressão, tipo de injeção, potência nominal e, principalmente, a metodologia de uso dual de combustível empregada, entre outras, sendo possível na maioria das vezes apenas analisar dados pontuais. É bem verdade que não se pode estabelecer uma relação direta entre os resultados comparados, porém se pode fazer uma avaliação qualitativa de como empregar as quantidades de biodiesel e/ou gás natural no motor de forma adequada para que este venha ter um desempenho melhor do que em outros modos de utilização de combustível, ou melhor do que os mais se aproximam dele no tocante às especificações.

A seguir apresenta-se uma discussão relativa à comparação dos resultados experimentais obtidos com outros disponíveis na literatura nas condições supracitadas. Saliente-se que os resultados mostrados para o diesel puro foram obtidos levando-se em conta a média dos valores de quatro ensaios cujas informações encontram-se nos Apêndice B. Os dados para produção das curvas de mistura diesel/biodiesel e gás natural encontram-se no Apêndice C.

4.1.1 Consumo de diesel/biodiesel e gás natural

As Figuras 4.1 e 4.2 mostram o perfil de consumo de diesel/biodiesel e gás natural em relação à carga aplicada ao motor. Pode-se observar que o perfil de consumo é praticamente linear com a variação da carga, seja qual for a variação de biodiesel e gás natural. Também pode-se dizer que o perfil é praticamente o mesmo para todas as combinações de biodiesel/diesel e para o gás natural, a menos da mistura B80 na carga de 120 kW (por algum erro sistemático). Percebe-se a necessidade de maior vazão de diesel/biodiesel e de gás natural na medida em que a carga evolui para poder manter a taxa de substituição de cerca de 85 %. Estes valores praticamente concordam com os de Costa (2007) que avaliou este mesmo motor a diesel puro, mas com taxa de substituição de cerca de 84%. A taxa de substituição é quantificada como o percentual da massa de mistura de diesel/biodiesel que deixa de ser injetado como combustível piloto ($\dot{m}_d - \dot{m}_{dg}$) no modo dual, em relação à massa de diesel/biodiesel (\dot{m}_d) que nas mesmas condições de ensaio seria injetado no modo a diesel normal (sem a presença do gás natural). \dot{m}_{dg} é a massa de diesel/biodiesel no modo dual. Matematicamente o que foi dito tem a seguinte representação da equação 4.1, segundo Uma et al. (2004).

$$\text{Taxa de substituição (\%)} = (\dot{m}_d - \dot{m}_{dg}) / \dot{m}_d \times 100. \quad (4.1)$$

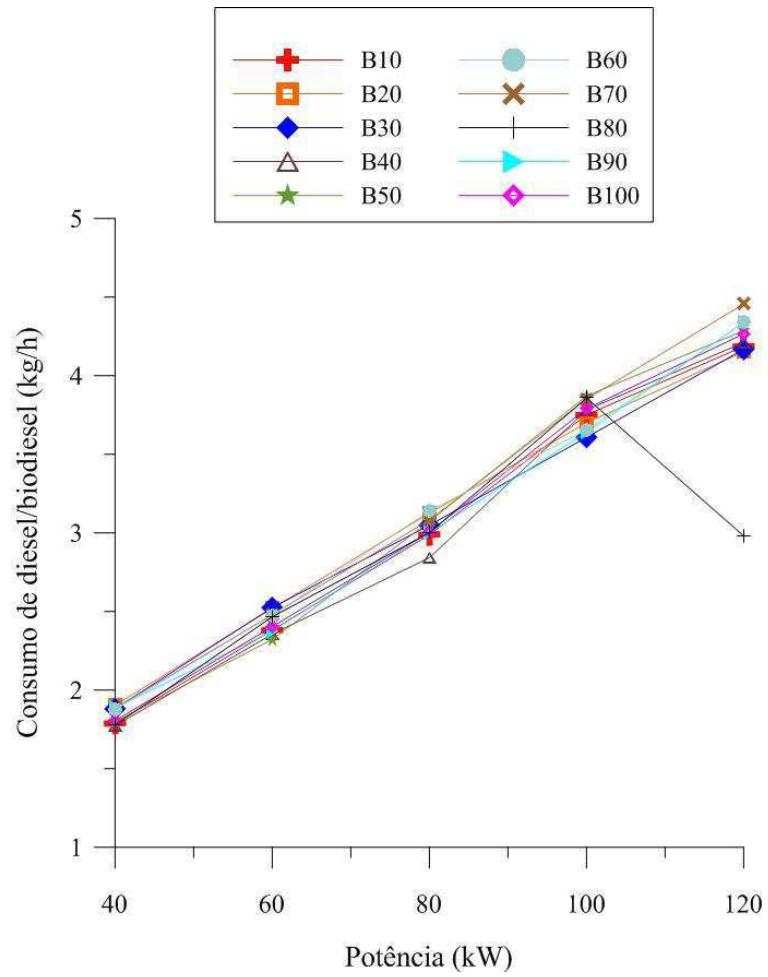


Figura 4.1- Consumo de diesel/biodiesel em função da potência

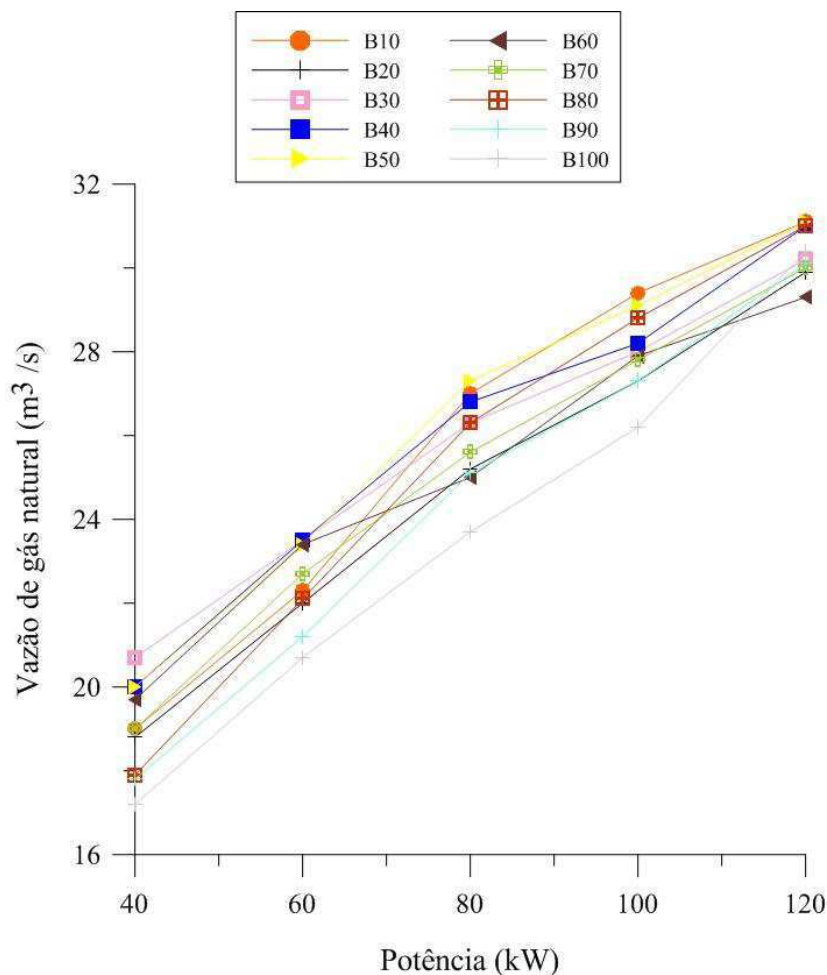


Figura 4.2 - Vazão de gás natural em função da potência

4.1.2 Análise das emissões

4.1.2.1 Dióxido de enxofre

A Figura 4.3 mostra a tendência apresentada na emissão de SO_2 . Conforme se pode observar, a mistura que gerou maior quantidade de dióxido de enxofre foi a B30; provavelmente houve erros sistemáticos na coleta de dados para a mistura B70 ou problemas com o analisador; a mistura B60 foi quem apresentou melhores resultados para a emissão de SO_2 . No trabalho de Costa et al. (2008) para a maior taxa de substituição em torno de 82 % e diesel puro, verificou-se uma variação quase linear crescente das emissões de SO_2 na faixa de 40 kW a 120 kW iniciando em torno de 15 ppm até em torno de 70 ppm. Nos resultados obtidos neste trabalho, percebe-se que este aumento é bem suave com a variação da carga, em algumas misturas até decrescendo um pouco, e tendendo a ter um valor quase constante com a

variação da carga, o que não é de se esperar, pois na medida em que se aumenta a quantidade de diesel com a variação da carga, proporcionalmente se aumenta a injeção de S ao motor com conseqüente aumento proporcional de SO₂ no escape. Os valores de SO₂ neste trabalho variam desde em torno de 40 a 120 ppm ou 0,004 a 0,012 % para as diversas misturas. Uma possível explicação para essa tendência fora do esperado para as emissões do SO₂ é talvez a formação de outro(s) composto(s) a base de enxofre (S), como exemplo o SO₃, o(s) qual(is) não é(são) lido(s) pelo analisador utilizado neste trabalho e teria(m) seu(s) efeito(s) computado(s) na massa de N₂. Nos resultados teóricos está descrita uma análise feita no intuito de se refinar o modelo teórico, na qual os valores de emissão do SO₂, são reavaliados sem prejuízo dos demais resultados obtidos em função dos valores antigos desse composto.

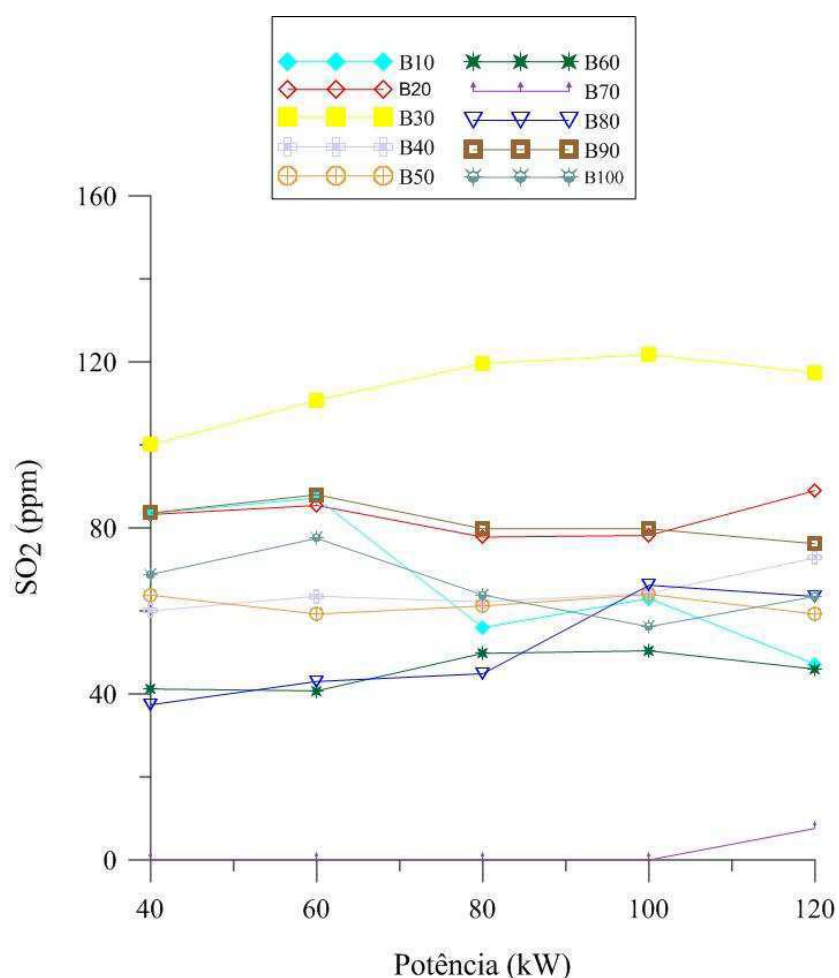


Figura 4.3 - Dióxido de enxofre x potência

4.1.2.2 Dióxido de carbono

Relativo às emissões de dióxido de carbono, na Figura 4.4 percebe-se que quaisquer combinações de diesel/biodiesel proporcionaram menores emissões em relação ao motor operando no padrão diesel. Percebe-se que em pequenos percentuais (B10 e B20) e também nos maiores (B90 e B100) da combinação diesel/biodiesel, as emissões registradas foram as menores possíveis e mais ou menos com a mesma magnitude, desde em torno de 2,75% na menor carga a 3,6% na maior carga. Costa (2007) registrou para a maior taxa de substituição (em torno de 84 %) e diesel puro estes percentuais variando entre 3,4 e 5,5 %, apontando para a operação dual com biodiesel ser bastante promissora do tocante às emissões deste composto.

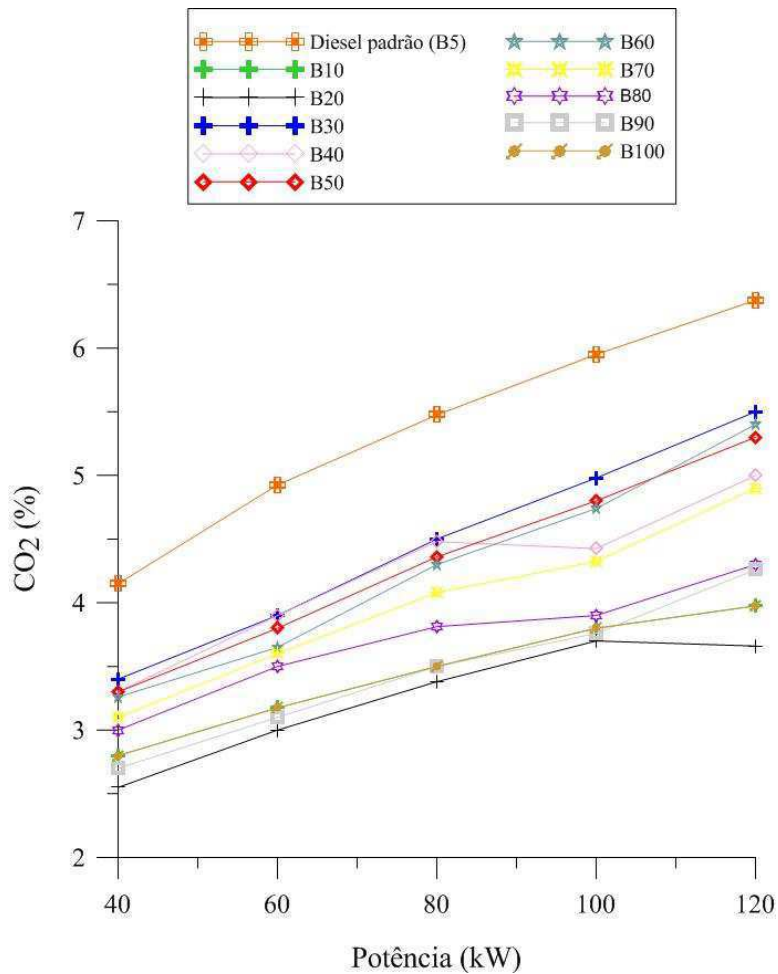


Figura 4.4 - Dióxido de carbono em função da potência

4.1.2.3 Monóxido de carbono

Há vários trabalhos na literatura que reportam que a presença de biodiesel em operações de motores promove a redução de monóxido de carbono, entre eles McCromick et al. (2005), Raheman et al. (2007), Nabi et al. (2009), Qui et al. (2009), Basha et al. (2009), porém esta tendência pode variar de acordo com a metodologia de análise utilizada, tipo de biodiesel, adaptações nos motores para retardo ou avanço de injeção de combustível piloto, presença de gás natural em substituição a parte do diesel, etc.

No caso deste trabalho, na Figura 4.5 percebe-se que a aplicação de combinações diesel com biodiesel tornou as emissões deste composto maiores do que as experimentadas com o motor operando a diesel padrão. Este fato pode ser explicado talvez pelo motivo de que houve um aumento do excesso de ar (Heywood, 1988; Martins, 2007) acompanhando o aumento de percentual de biodiesel, pois será visto nos resultados teóricos que quanto maior o percentual de biodiesel na mistura maior é o excesso de ar.

Entre as misturas diesel/biodiesel verifica-se que a B80 e a B90 tem a melhor resposta em relação à emissão deste poluente e a mistura B10 apresenta os maiores valores para este poluente. Verificou-se que quase todas as misturas possuem uma tendência de reduzir as emissões de CO até a carga de 80 kW, depois voltando a aumentar. Em relação a Costa (2007), verifica-se que os resultados aqui obtidos para a misturas de diesel com biodiesel foram bastante promissores, visto que foram observadas variações deste composto na gama de valores de 0,06 a 0,14%, enquanto que naquele trabalho estes valores foram de 0,075 a 0,2 % para a maior taxa de substituição (84%), tomando como intervalo de potências as mesmas deste trabalho (40 a 120 kW).

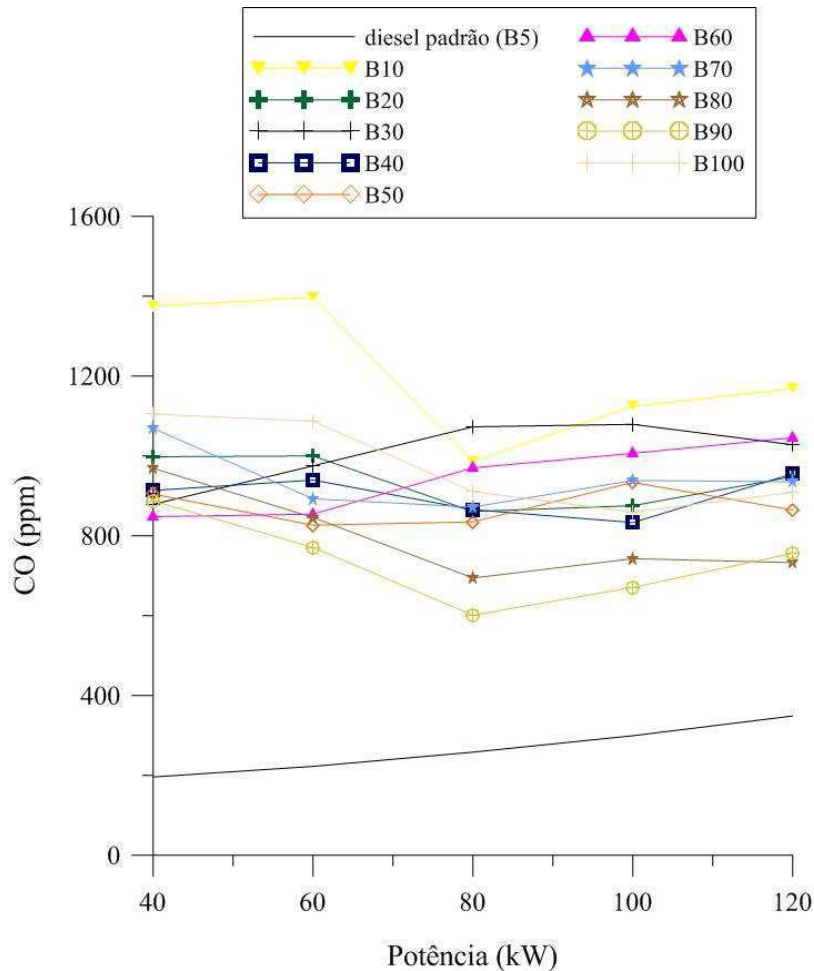


Figura 4.5 - Monóxido de carbono x potência

4.1.2.4 Óxidos nítricos (NO_x)

Em geral não se tem consistência em dizer que as emissões de NO_x são melhores ou não quando se compara o uso de biodiesel (puro ou em combinações) com o do diesel fóssil. Os resultados variam muito de acordo com o tipo de máquina, a tecnologia empregada, tipo de matéria prima do biodiesel entre outros (Sun et al., 2010), embora muitos apontem para um leve aumento das emissões desse composto.

Neste trabalho a Figura 4.6 revela que o motor operando com combinações de diesel/biodiesel sejam quais forem as proporções, apresenta resultados bem satisfatórios na emissão de óxidos nítricos (NO_x), quando comparado com a utilização de diesel puro. Na medida em que se aumenta a carga há um aumento gradativo da emissão deste poluente, sendo que em torno da carga de 100 kW os valores tendem a convergir para os da operação a

diesel padrão para a maioria das misturas, principalmente para a mistura B10, talvez por ser a mais próxima do diesel padrão. A formação de NO_x depende muito da alta temperatura de combustão que propicia a formação deste composto através da reação $\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2 \text{NO}$ e $1/2 \text{N}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO}_2$, porém como não há tempo para a estabilização nos cursos de expansão e exaustão (curto tempo de residência), estes compostos tem tendência de aumentar sua concentração em altas cargas.

Nos resultados teóricos será visto que à altas cargas a temperatura adiabática de chama aumenta e tem seus maiores valores corroborando os resultados aqui obtidos para o também aumento de NO_x com a carga.

Os resultados aqui apresentados estão em pleno acordo com Costa (2007).

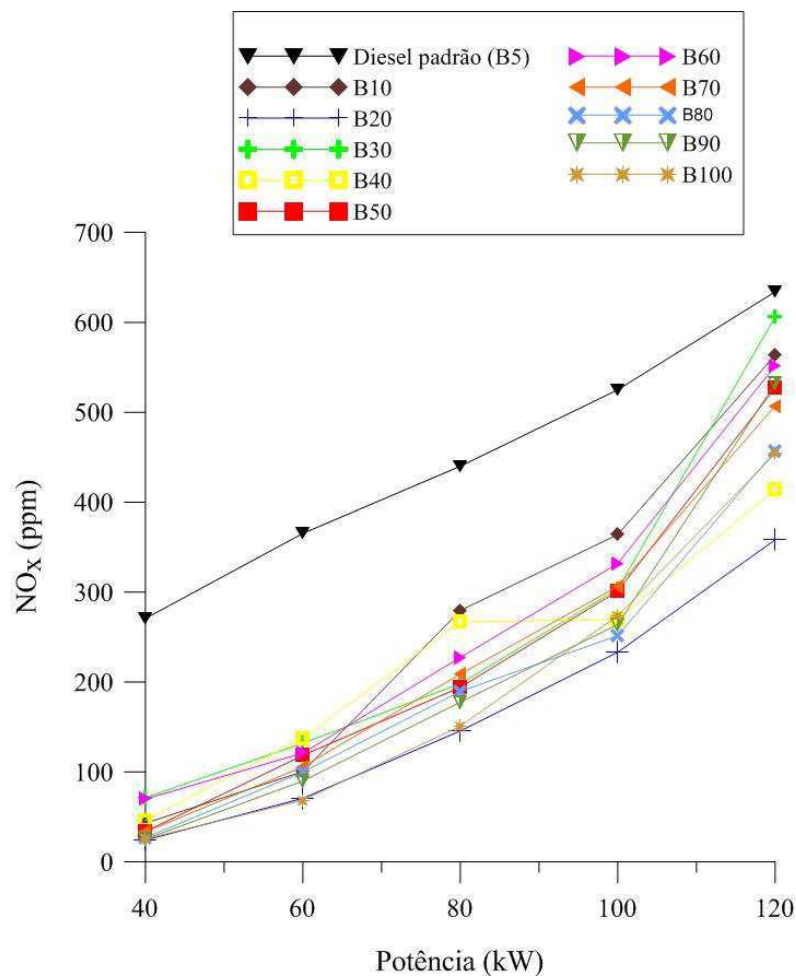


Figura 4.6 - Óxidos nítricos em função da potência

4.1.2.5 Hidrocarbonetos não queimados (C_xH_y)

Uma tendência apontada no geral na literatura (McCromick et al., 2005; Raheman et al., 2007; Nabi et al., 2009; Qui et al., 2009; Basha et al., 2009) é que as emissões de C_xH_y são menores que para a operação a diesel puro. Este fato pode variar conforme condições mencionadas para as emissões já comentadas anteriormente. Neste trabalho, por exemplo, verificou-se uma grande redução desde a menor para a maior carga, porém só a partir de 100kW o biodiesel se tornou vantajoso em relação a operação a diesel puro, não deixando de lembrar que a operação do motor deste trabalho também se dá com uma massa de gás natural misturada ao ar.

Na Figura 4.7 observa-se este comportamento. As emissões deste poluente por parte das misturas, apesar de ter apresentado valores bem acentuados nas cargas mais baixas, apresentou grande decréscimo desde a menor carga até a maior, com exceção da mistura B10. A mistura B50 foi a que se mostrou com melhor comportamento durante a operação do motor em relação às demais misturas. Um fato bastante interessante a se comentar é que, comparado com Costa (2007), o uso do biodiesel, neste trabalho, foi bem mais nocivo nas emissões de C_xH_y até a carga de 100 kW e mais benéfico desta carga em diante. Kegl (2011) que fez experimentos e simulação numérica em um motor semelhante com 6 cilindros e 162 kW de potência de saída operando na carga total com rotação variando de 1000 a 2200 rpm, concluiu que com o emprego de biodiesel B100, as emissões de C_xH_y são, em todas as faixas de rotação do motor, superiores às do diesel puro, ou seja, em plena carga, fica comprovada a melhoria nas emissões de C_xH_y para o motor deste trabalho o qual usa também gás natural e operou a 1800 rpm.

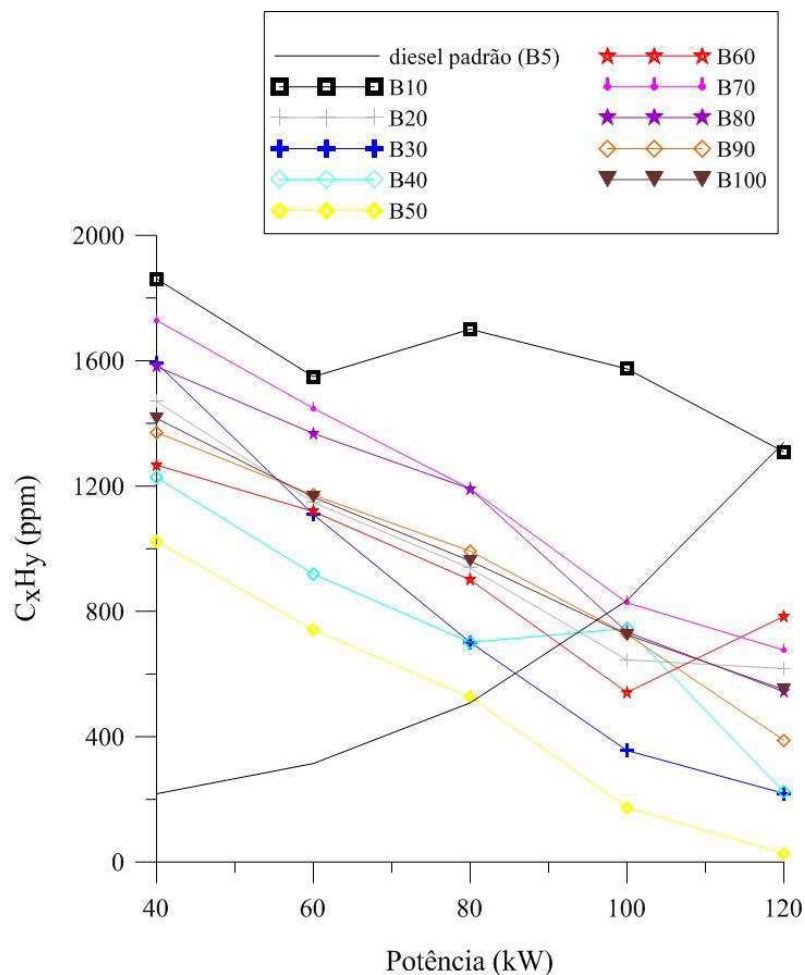


Figura 4.7 - Hidrocarbonetos não-queimados em função da potência.

4.1.2.6 Oxigênio

Uma vez que na combustão o desejável é que todos os elementos se oxidem e o mínimo deste composto possa sobrar nos produtos de escape, na Figura 4.8 verificou-se que algumas misturas de diesel/biodiesel produziram maior emissão deste composto em detrimento das outras em relação à operação a diesel padrão. À exceção da mistura B20, as combinações com percentual de biodiesel na mistura até 60% (B10 até B60) apresentaram resultados de menor emissão de O_2 em relação ao diesel padrão; já as com percentuais superiores apresentaram maior emissão de O_2 . Assim, as misturas até B60 mostraram uma tendência de melhorarem a combustão.

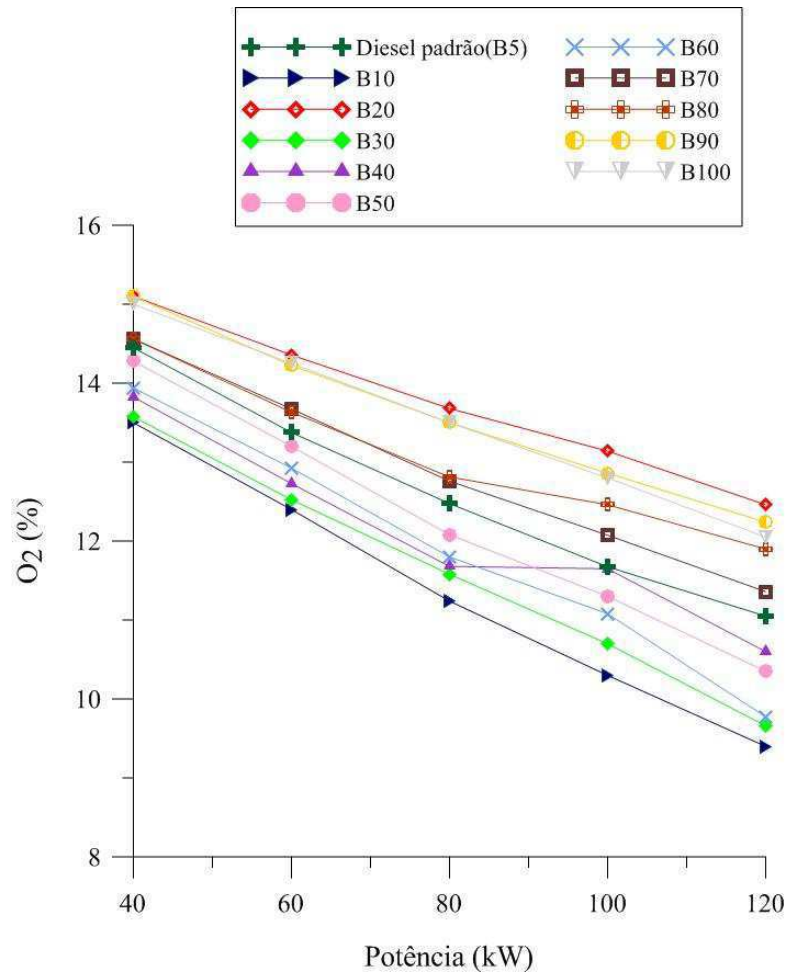


Figura 4.8 - Oxigênio (O₂) em função da potência

4.1.3 Eficiência de combustão

A eficiência de combustão mostrada na Figura 4.9 a seguir, é calculada pelo analisador de gás como segue:

$$\eta_{\text{comb}} = 100\% - \text{DFGL} \quad (4.2)$$

onde $\text{DFGL} = 20,9 \times K1n \times T_{\text{net}} / [K2 \times (20,9 - \%O_2)]$, sendo $K1n = 0,515$ e $K2 = 15,51$ as constantes do analisador quando se utiliza óleo Diesel como combustível e $K1n = 0,393$ e $K2 = 11,89$ quando se utiliza gás natural. No presente trabalho foram utilizadas as constantes do gás natural para o motor funcionando de forma dual.

Com exceção da mistura B20, os percentuais de biodiesel na mistura até 60% (B60) conferiram maior eficiência à combustão em relação à operação com diesel padrão, apresentando um aumento linear bem considerável com a variação da carga, segundo se pode observar na Figura 4.9. Já no modo de operação à diesel padrão este parâmetro esteve, com leve queda da menor para a maior carga, numa média em torno de 65%. Estes resultados tem certa relação com os resultados anteriores, pois imaginando-se uma operação ideal de combustão completa, na medida em que no escape é verificado menos oxigênio, é porque mais elementos foram oxidados e mais eficiente é a combustão. Note-se na Figura 4.7 que é com as misturas até o percentual de 60 (B10 a B60, exceto o B10 por algum erro sistemático) que os níveis de hidrocarbonetos não queimados são mais baixos comparados aos para as misturas com percentual acima de 60%.

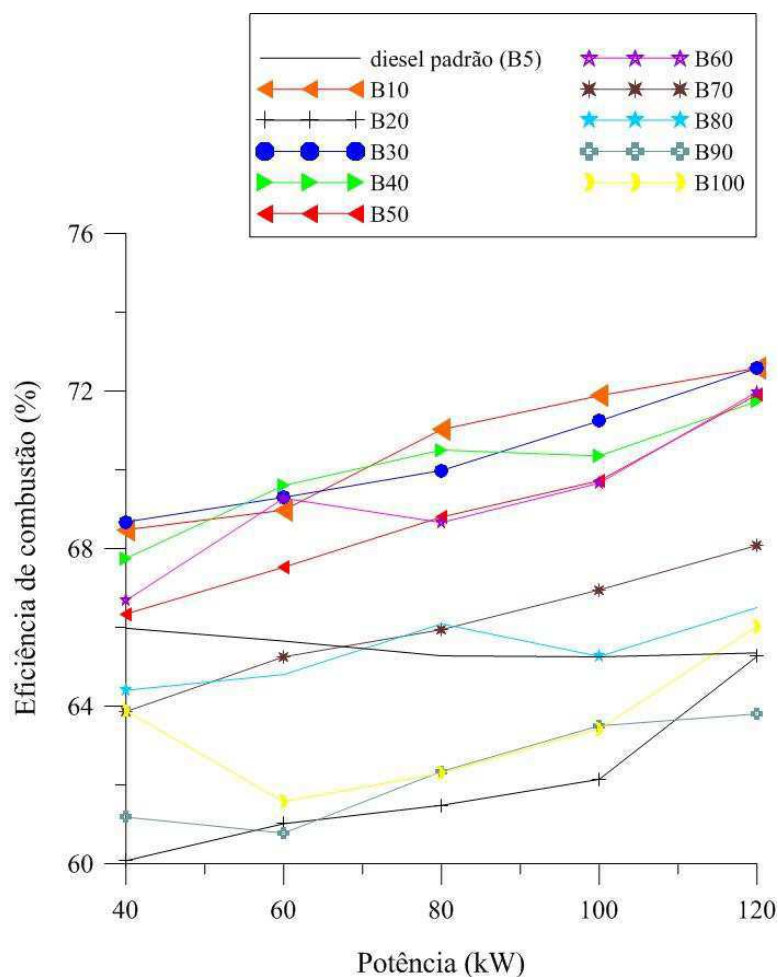


Figura 4.9 - Eficiência de combustão em função da potência.

4.2 Resultados teóricos

O modelo matemático utilizado neste trabalho foi um modelo bem elaborado implementado no ambiente EES (Engineering Equation Solver) o qual é capaz de apontar diversas variáveis de saída a fim de se poder melhor avaliar o desempenho do motor. Este software tem a flexibilidade de se poder checar se o sistema de equações está fechado com o comando *check comand*, apontando para a parte do programa onde está o possível problema e o programa para solucionar o problema deste trabalho teve um sistema com cerca de 134 equações com 134 variáveis o qual é resolvido pelo EES em torno de $5 \cdot 10^{-5}$ s, num computador Core 2 duo com dois núcleos de processamento de 3 Gb de memória RAM.

Conforme comentado na metodologia, o modelo matemático implementado necessitava de dados de entrada que eram os das emissões dos compostos de escape obtidas pelo analisador de gases, que foram discutidos na seção anterior, as massas de diesel/biodiesel, gás natural e ar e a temperatura de gases de escape, entre outros.

A questão que gerou muita dúvida foi quanto ao fato de os dados de emissões obtidos pelo analisador de gases serem confiáveis ou não para emprego como dados de entrada, pois tratam-se de dados de pequena de grandeza, da ordem de ppm (parte por milhão) e o analisador de gases utilizado esteve algumas vezes com problemas durante o período de realização deste projeto necessitando de manutenção. Sempre se teve dúvidas quanto a possíveis discrepâncias nos valores principalmente das emissões de SO_2 , C_xH_y .

Uma maneira de se tentar atenuar a desconfiança em relação a estes dados foi executar o programa tomando os dados de saída como entradas, deixando os dados de entrada (emissões e fluxo de massa dos reagentes) agora como variáveis a se determinar. Sempre se teve o cuidado de avaliar a resposta do programa fazendo várias combinações das variáveis outrora de entrada e deixando-as agora como passíveis de determinação.

A resposta foi que os resultados obtidos para as emissões de alguns compostos apresentavam grandes discrepâncias do seu valor obtido pelo analisador (NO_x e SO_2), já para a maioria deess os valores diferiram pouco (O_2 , CO , CO_2 e C_xH_y). Ou seja, não se pode tomar os dados do analisador como sacrossantos, 100% fidedignos, nem por outro lado, afirmar que

não são dignos de serem utilizados, afinal o mesmo gerou ainda bons resultados para a maioria dos compostos emitidos no escape.

Sendo assim, visando conferir maior confiabilidade ao modelo matemático, optou-se por utilizar todos os dados de entrada das emissões lidos do analisador, exceto para o oxigênio (O_2) e o dióxido de enxofre (SO_2), os quais foram deixados como variáveis a se determinar junto com as demais. Isto foi necessário para que se pudesse aplicar uma espécie de “correção” ou ajuste aos dados do analisador, principalmente para o SO_2 , o qual ao longo do aumento da carga os dados do analisador apontavam para a sua redução, o que teoricamente não condiz com a realidade. Na abordagem feita visando essa “correção” se obteve dados mais convincentes para a emissão deste composto sem prejuízo dos valores obtidos para as demais variáveis que praticamente tiveram os mesmos valores antigos. Foi escolhida a percentagem de 10 % de biodiesel misturado com diesel de petróleo em volume (mistura B10) para se fazer esta análise. É bem verdade que talvez um comportamento diferente pudesse ser esperado se essa análise fosse feita com as outras misturas (B20 a B100). Contudo dada a boa apresentação dos resultados de SO_2 para a mistura B10, optou-se por fazer todas as análises para as demais misturas com as emissões de O_2 e SO_2 não sendo aquelas dadas pelo analisador, mas sim colocadas como variáveis a se determinar junto com as demais no programa. Na Figura 4.10 encontra-se um dos vários gráficos gerados para se refinar o modelo e obter a sua versão final. Trata-se da análise na mistura B10 do teor de emissão de SO_2 experimental (dado pelo analisador) comparado com o seu novo valor tomando também outras emissões como variáveis no problema.

O código computacional utilizado, bem como as tabelas geradoras dos resultados gráficos encontram no Apêndice D.

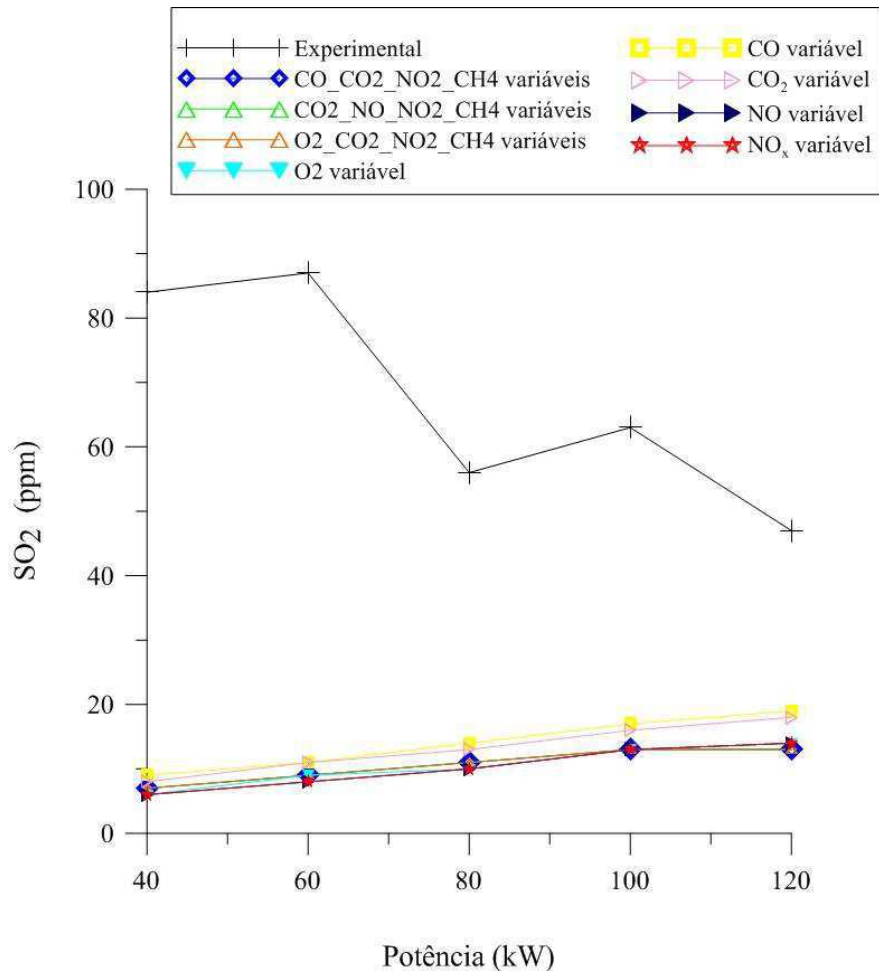


Figura 4.10 - Comparação de emissões de SO₂ experimental e teórico para a mistura B10

Os próximos resultados serão discutidos com ênfase na comparação com os obtidos por Costa (2007) e Costa et al. (2008) que operaram o mesmo sistema que o deste trabalho, utilizando diesel puro e também diesel puro mais gás natural com taxa de substituição de cerca de 84% e 82%, respectivamente. As curvas para a mistura B20 provavelmente lhes tem inerente um provável erro sistemático, devendo ser, portanto, ignorado em alguns casos.

4.2.1 Eficiência de combustão

Observando-se a Figura 4.11 percebe-se que, a exceção da mistura B20, quanto maior o percentual de biodiesel na mistura, menor é a eficiência de combustão. Tomando a maior carga em relação aos resultados experimentais na mistura B10 percebe-se uma variação de 73% para cerca de 63%, ou seja, um erro de 13,69%, para a mistura B100, na mesma carga obteve-se uma redução de 66%, valor experimental, para 54%, valor teórico, o que dá um erro

de 18,68%. As variações sempre são numa faixa inferior a 20%. Costa (2007) estudando o ‘mesmo sistema no modo dual diesel puro e gás natural (84% de taxa de substituição) conseguiu valores variando de 61 a 66%, aproximadamente, na mesma faixa de potência. Neste trabalho os valores, considerando as diversas misturas, foram de 52 a 66% aproximadamente (desconsiderando B20). Há sempre uma tendência de as misturas até B60 conferirem melhor eficiência de combustão ao motor, e sempre com tendência de aumento linear.

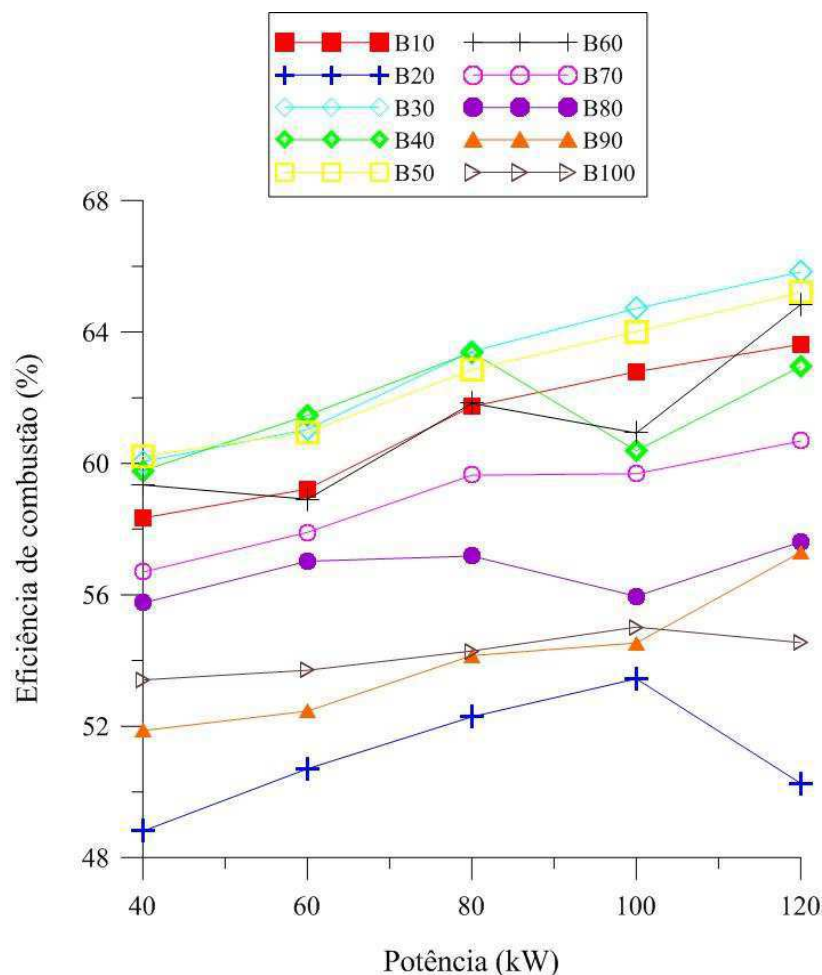


Figura 4.11 - Eficiência de combustão, predita pelo modelo, em função da potência.

4.2.2 Eficiência térmica

Na Figura 4.12 percebe-se que, o biodiesel B100 é quem produz os maiores valores de eficiência térmica desde 24% até em torno de 39%, da menor para a maior carga. As demais misturas promovem o valor deste parâmetro girando em torno da média 22% a 38 % com

variação em torno de 2% para mais ou para menos. Comparado a Costa (2007), cujas variações foram em torno de 25% a 40kW até cerca de 50% a 120 kW percebe-se uma leve queda na eficiência térmica baseada no PCI, quando se usa o biodiesel, principalmente na maior carga. Porém, os resultados aqui obtidos praticamente concordam com o do mesmo autor para a sua condição simulada de diesel puro, nos fazendo concluir que o uso do biodiesel e gás natural no mínimo se equipara a condição de diesel puro no tocante à eficiência térmica.

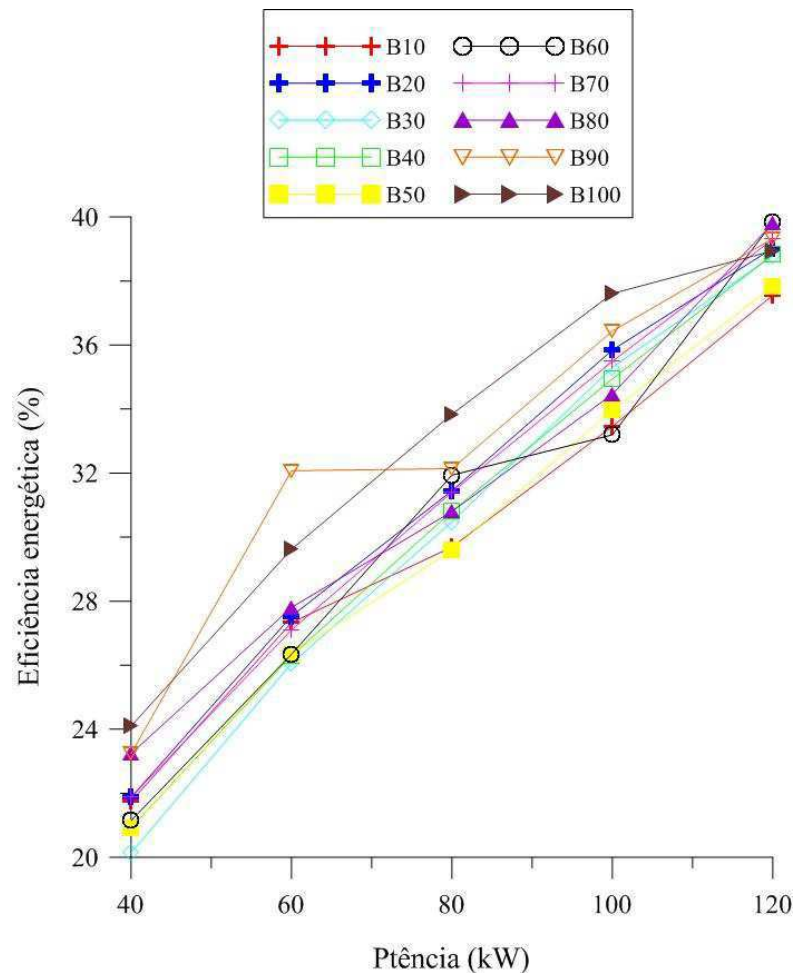


Figura 4.12 - Eficiência térmica baseada no PCI, predita pelo modelo, em função da potência.

4.2.3 Temperatura adiabática de chama

Da Figura 4.13 percebe-se um abaixamento da temperatura adiabática de chama na medida em que se aumenta o percentual de biodiesel na mistura (com exceção da mistura B20). Comparando-se com Costa (2007), a operação com diesel puro e gás natural com 84%

de taxa de substituição do trabalho deste autor resultou em valores maiores para a temperatura adiabática de chama variando de 800°C a algo em torno de 1180°C nas mesmas faixas de potência avaliadas no presente trabalho, que por sua vez teve o registro'1 para a mistura B10, mais próxima do biodiesel puro, uma variação de algo em torno de 780°C a 1100°C. As tendências aqui apresentadas neste parâmetro afirmam as obtidas para NO_x.

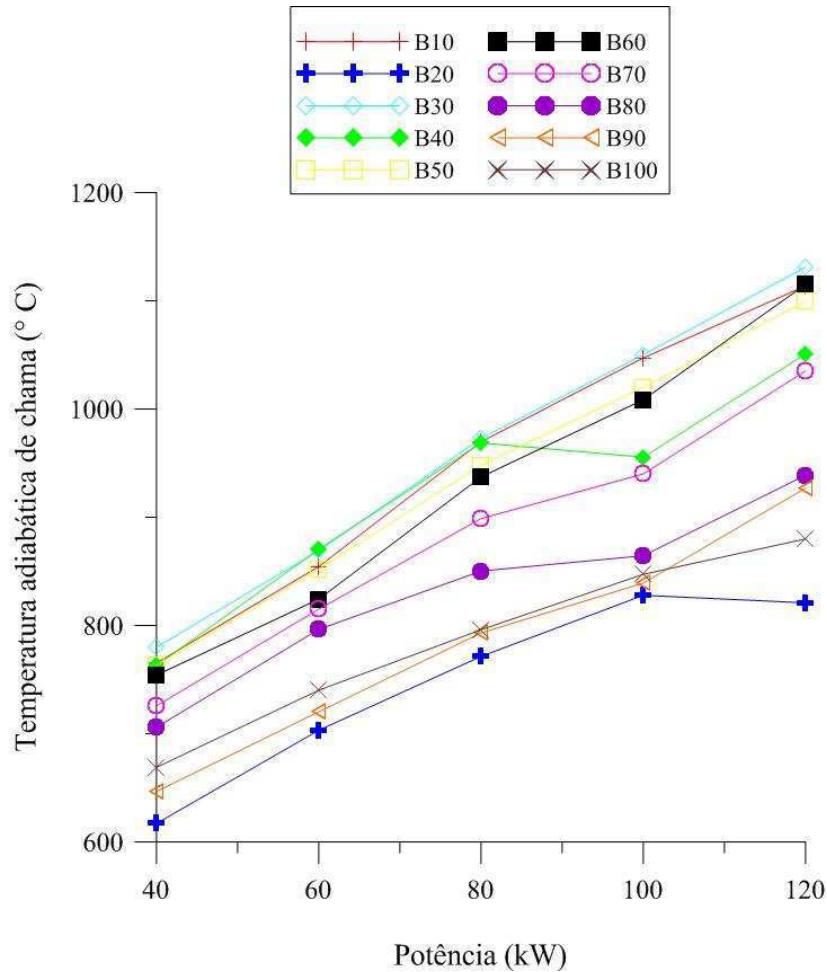


Figura 4.13 - Temperatura adiabática, predita pelo modelo, em função da potência

4.2.4 Calor perdido para o ambiente

Da Figura 4.14 percebe-se que quanto mais se aproxima da condição de biodiesel puro menos calor se perde para o ambiente. Para a mistura B100 essa perda praticamente se dá a uma taxa constante de 50 kW de acordo com as predições. Em relação a Costa (2007), a perda de calor para a maior taxa de substituição provoca perdas de calor para o ambiente em valores nesta faixa conforme se observa na Figura 4.15 . A vantagem da aplicação do biodiesel deste

trabalho em relação a Costa (2007) é que na condição de diesel puro deste autor, na medida em que se aumenta a carga se perde calor proporcionalmente de forma quase linear, a uma taxa brusca, para o ambiente. Já neste trabalho observa-se o fato de que até a carga de 80 kW há um aumento das perdas de calor para a maioria das misturas, com posterior redução dessas perdas até a máxima carga (120 kW).

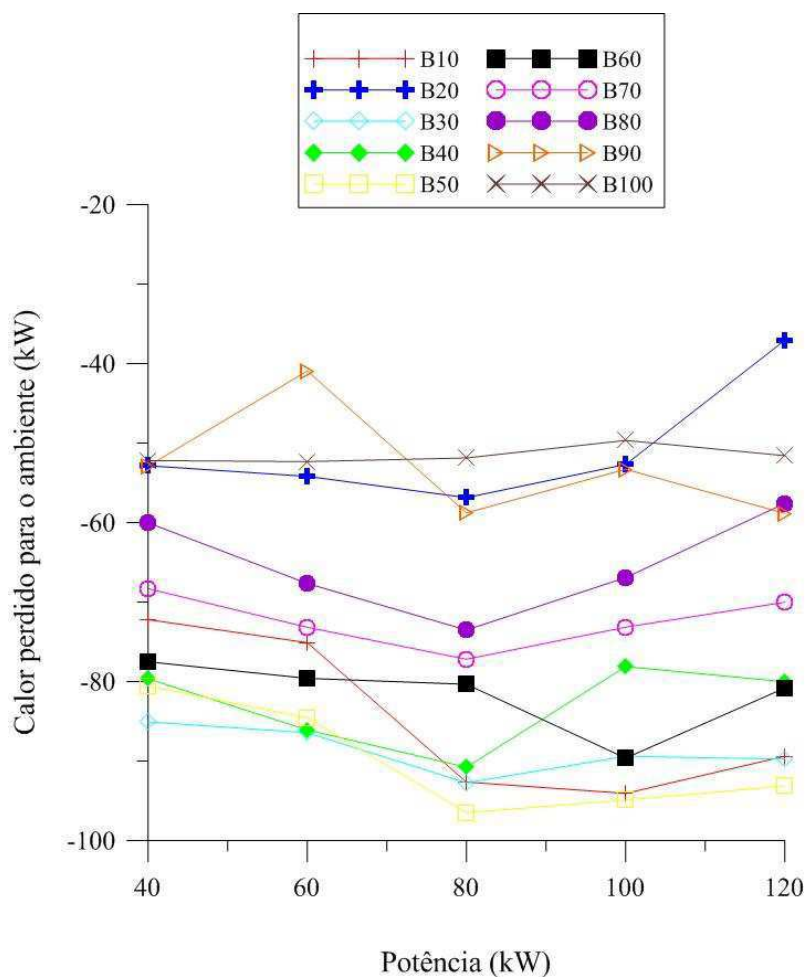


Figura 4.14 - Calor perdido para o ambiente, previsto pelo modelo, em função da potência.

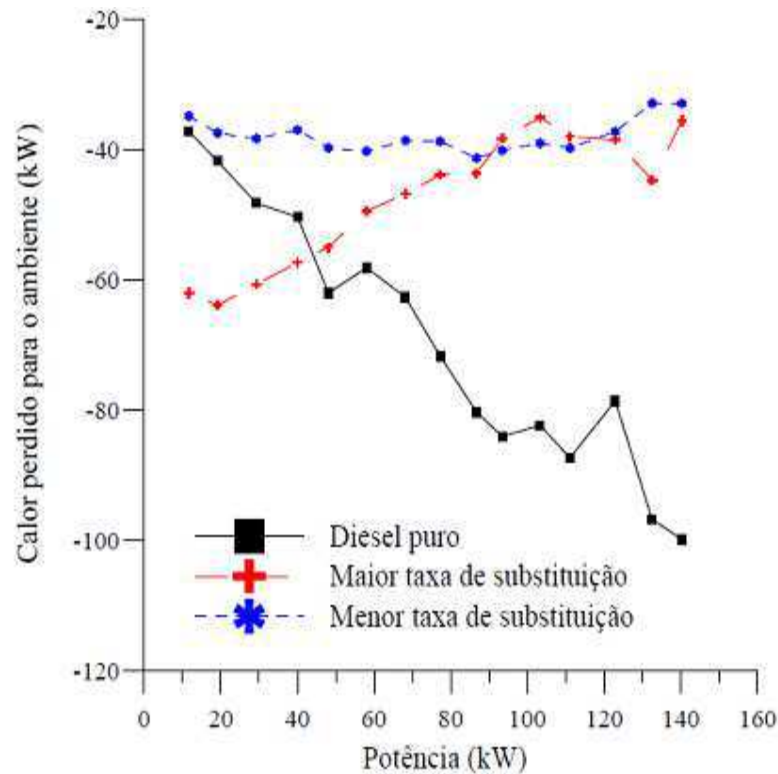


Figura 4.15 - Calor perdido para o ambiente, em função da potência, predito pelo modelo de Costa (2007).

4.2.5 Entalpia dos produtos

Da Figura 4.16 observa-se que na medida em que maior é o percentual de biodiesel na mistura, menor é a entalpia dos produtos de escape. Verifica-se que para todas as misturas há um aumento da entalpia dos gases de escape com o aumento da potência. Os valores obtidos praticamente concordam com a condição de diesel puro obtida por Costa (2007), sendo que a condição dual analisada pelo mesmo autor, que é semelhante a deste trabalho, apresenta menor entalpia dos gases de escape nas potências superiores a 60 kW. Permite-se comentar que no presente trabalho, de um modo geral, predomina maiores valores para entalpia de gases de escape, se comparado à condição de diesel puro e também o modo dual de Costa (2007).

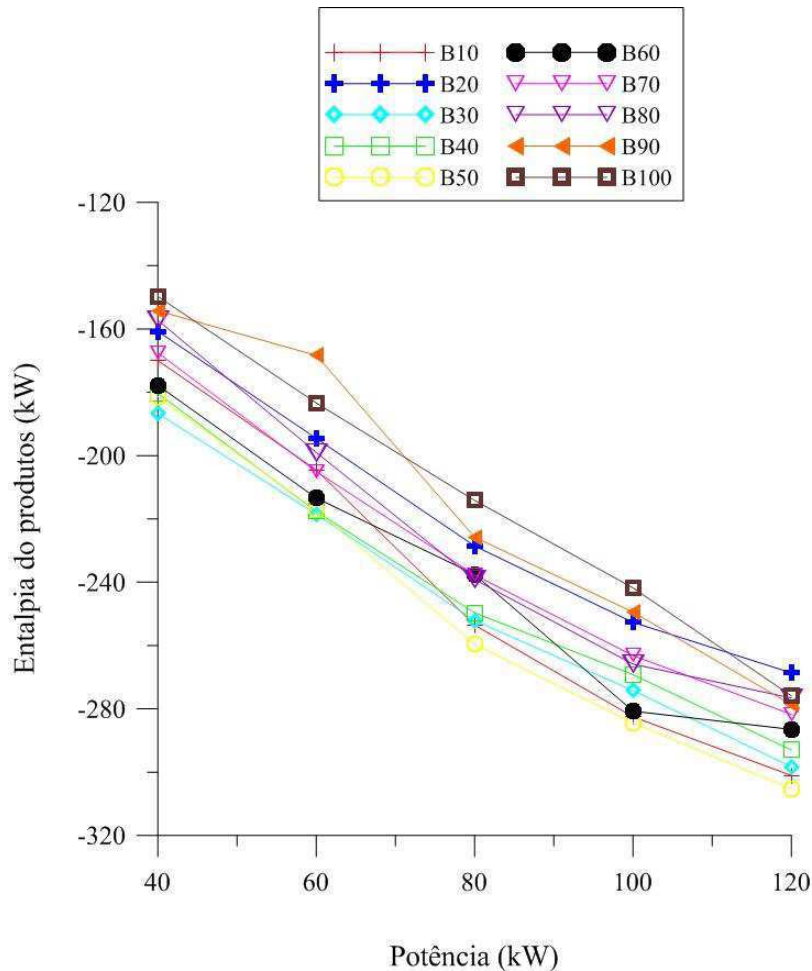


Figura 4.16 - Entalpia dos produtos, predita pelo modelo, em função da potência.

4.2.6 Excesso de ar

Observa-se na Figura 4.17 que quanto maior a quantidade percentual de biodiesel na mistura, maior é o excesso de ar. Isso talvez se explique pelo fato de que o biodiesel, que possui oxigênio, contribui naturalmente com sua parcela de O_2 para a oxidação dos elementos reagentes, fazendo com que haja mais sobra de ar, conseqüentemente de oxigênio. Nota-se que com a mistura B10 se obteve a curva mais próxima àquela para a maior taxa de substituição de Costa (2007), certamente pelo fato de a mistura B10 ser a que mais se aproxime do diesel puro. O excesso de ar confirma os resultados experimentais para o CO.

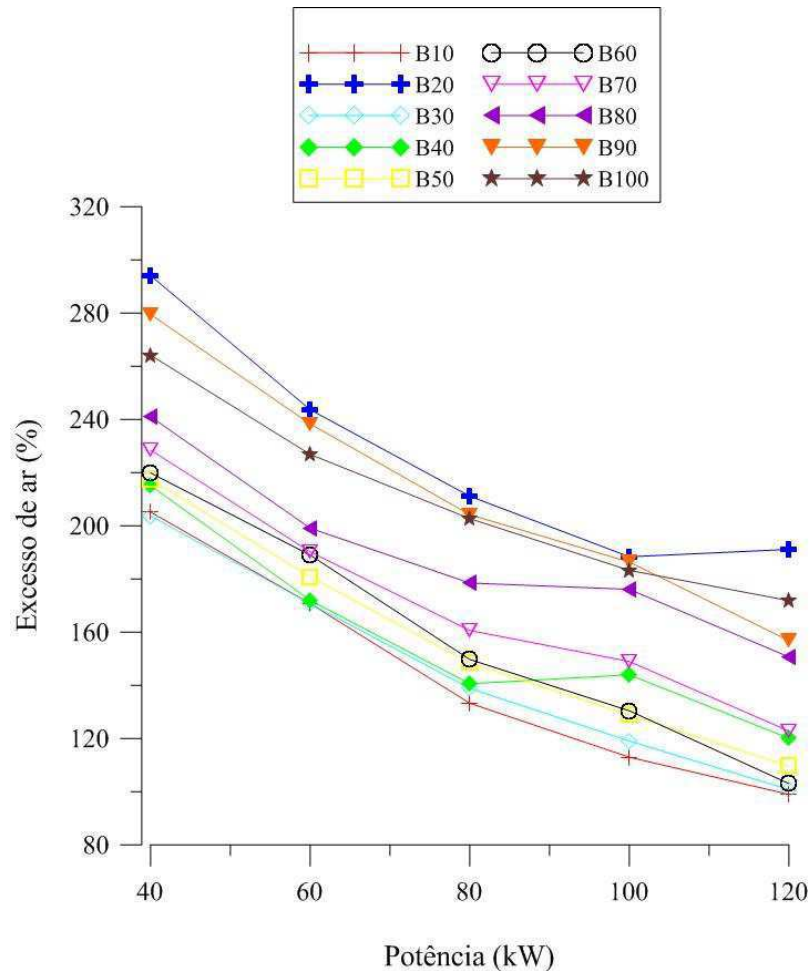


Figura 4.17 - Excesso de ar, previsto pelo modelo, em função da potência.

4.2.7 Fração molar de vapor de água de escape

Quanto à fração molar de vapor de água que eflui do escape, na Figura 4.18 observa-se que quanto menores são os percentuais de biodiesel na mistura (exceto B20), maior é este parâmetro. Logo o biodiesel B10 é quem proporciona maiores emissões de vapor de água; sua curva foi praticamente igual a obtida por Costa (2007) para a maior taxa de substituição.

O conhecimento deste parâmetro é bastante importante, pois a presença de vapor de água é bastante indesejável uma vez que está associada à corrosão de elementos do escapamento do motor.

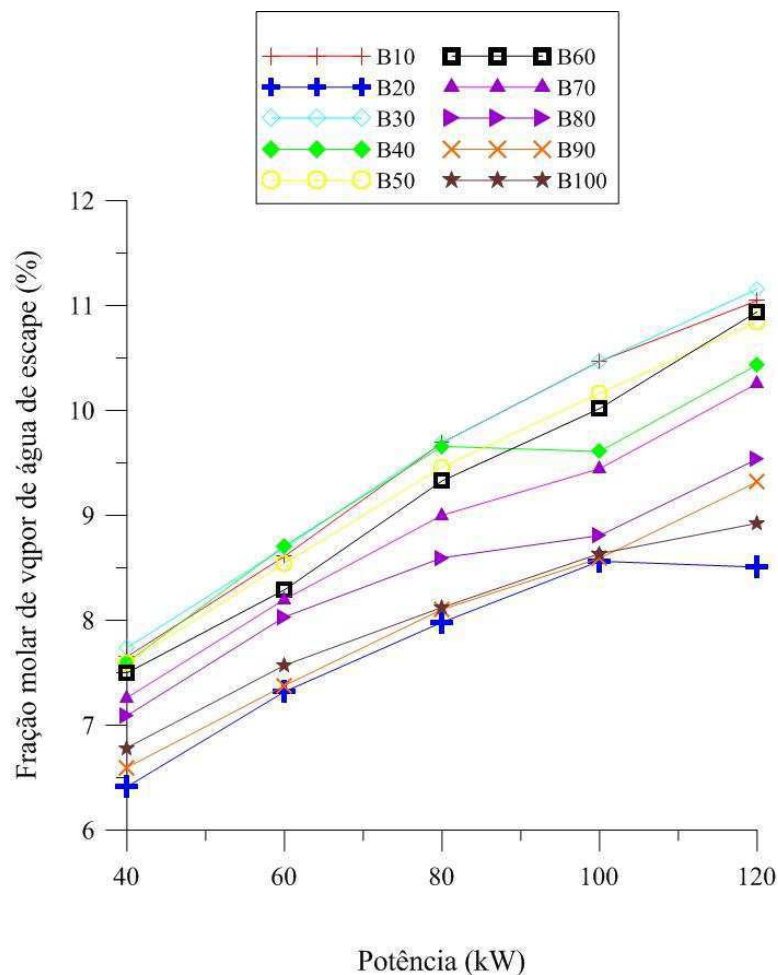


Figura 4.18 - Fração molar do vapor de água de escape, predito pelo modelo, em função da potência.

4.2.8 Temperatura de orvalho

A Figura 4.19 mostra o perfil da temperatura de orvalho obtido para cada mistura de biodiesel. Observa-se que quanto menor é o percentual de biodiesel na mistura de combustível, maior será a temperatura de orvalho. E a diferença de temperatura produzida é de cerca de 4,5 °C, comparando o biodiesel B100 que registrou a temperatura de quase 43,5 °C na maior carga e o B10 que registrou cerca de 48°C na mesma carga. Os valores registrados para a mistura B10 praticamente coincidem com os de Costa (2007) para a taxa de substituição de 84%.

Assim, percebe-se que as misturas com gás natural e pouco biodiesel são capazes de produzir maiores temperaturas de orvalho e, portanto, maior possibilidade de conservação dos

elementos do motor e medidores de acompanhamento pelos quais circunda o vapor de água de escape da câmara de combustão.

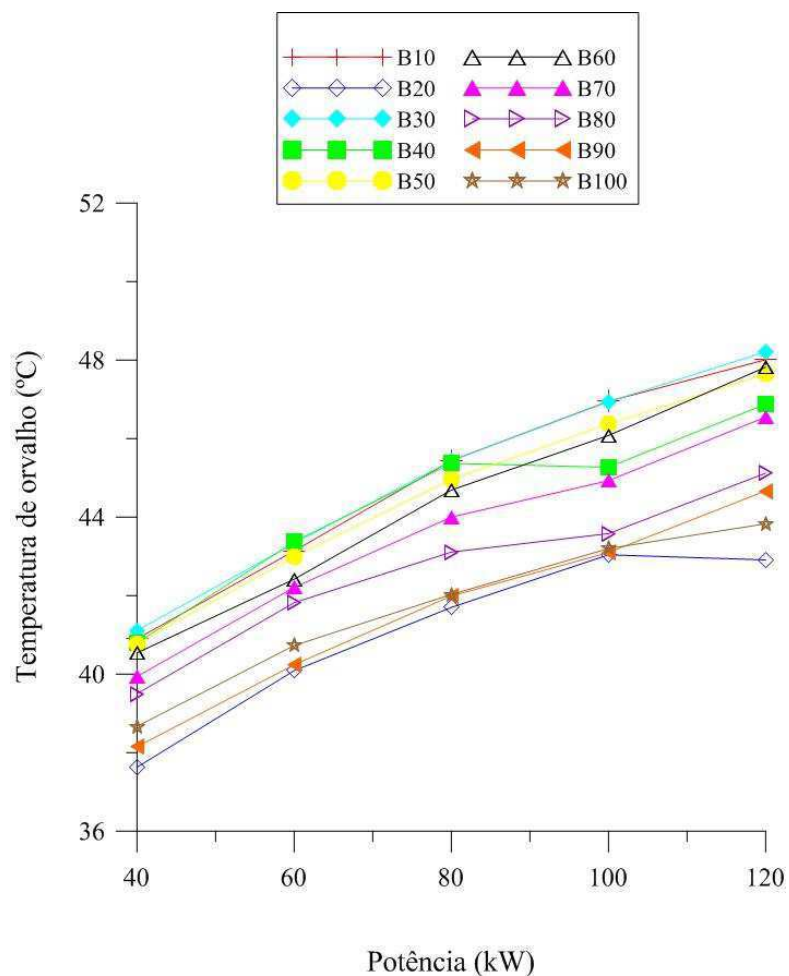


Figura 4.19 - Temperatura de orvalho, prevista pelo modelo, em função da potência.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões sobre os resultados experimentais

Em relação aos resultados experimentais podem-se verificar as seguintes conclusões:

- O perfil das curvas de consumo de diesel/biodiesel e gás natural ao longo da variação da carga é crescente e linear, pouco variando o valor para todas as misturas diesel/biodiesel. Foi este perfil de consumo, obtido com a ajuda do controlador de vazão do sistema, que manteve a taxa de substituição de diesel/biodiesel por gás natural em torno de 85%;
- Algumas ponderações percentuais de biodiesel em mistura com diesel quando usadas no motor, promoveram resultados um pouco desfavoráveis se comparados à utilização de diesel puro. As emissões do nocivo CO variam entre 500 a 1200 ppm para as diversas misturas ao longo do range de potência em relação a operação a diesel puro (300 a 400 ppm no range de potência) com tendência a decair os valores até a carga de 80 kW, depois voltando a aumentar suavemente para as diversas misturas. Já os valores de emissões do C_xH_y (metano) apresentou uma tendência de decair bastante da menor para a maior carga, porém só a partir da carga de 100 kW se mostrou mais benéfico comparado a operação a diesel puro;
- Para as emissões de SO_2 os resultados foram um tanto díspares com a literatura. Isso pode se explicar talvez pelo fato de que outro composto à base de enxofre (S) pode estar sendo formado, como exemplo o SO_3 , o qual não é captado pelo analisador. Por via das dúvidas foi feito um ajuste com os resultados experimentais de SO_2 para a mistura B10 na tentativa de se conferir maior confiabilidade ao modelo. Os resultados obtidos da análise feita produziram uma tendência mais ou menos esperada para o SO_2 de acordo com a literatura e praticamente sem alterar os resultados teóricos para as demais variáveis obtidos antes dessa análise.
- Para outros compostos emitidos no escape observaram-se valores bastante favoráveis, como foi o caso dos nocivos CO_2 e NO_x . O primeiro apresentando valores mais baixos em suas

emissões do que para a operação a diesel puro, em todas as misturas diesel/biodiesel; o segundo também apresentou valores de emissões menores que para a operação a diesel puro, havendo uma tendência de na maior carga convergir para os da operação a diesel puro;

- As emissões de O_2 foram bastante favoráveis em percentuais de biodiesel na mistura até 60% (exceto mistura B20). O mesmo pode-se dizer da eficiência de combustão nas mesmas condições de mistura que o O_2 . Essa tendência é corroborada pelos resultados de hidrocarbonetos não-queimados.

5.2 Conclusões sobre os resultados teóricos

De acordo com os resultados teóricos, verificou-se que:

- A eficiência de combustão teórica comparada à experimental produziu erros médios abaixo de 20%, este é um valor que não pode ser considerado tão ruim na prática dos projetos de engenharia, especialmente se tratando deste trabalho em que se utilizou um analisador de gases trabalha com unidades de ppm (parte por milhão);

- A mistura B100 (biodiesel puro) foi quem produziu maiores valores de eficiência térmica baseada no PCI (desde 24% até em torno de 39% da menor para a maior carga). Houve uma tendência de a eficiência térmica registrada neste trabalho no mínimo se nivelar com os valores para a condição de operação de diesel puro registrados na literatura;

- Quanto maior o percentual de biodiesel na mistura, menor é a temperatura adiabática de chama; a mesma também naturalmente aumenta com o aumento da carga. Essas duas observações tem relação direta com os resultados obtidos para NO_x , que apresentou as mesmas tendências nos valores de sua emissão, confirmando a dependência de sua presença nos produtos de escape em função das altas temperaturas na câmara de combustão reportada na literatura;

- Quanto maior for o percentual de biodiesel na mistura, maiores são os valores de excesso de ar e estes valores diminuem da menor para a maior carga, reforçando os resultados obtidos

para CO, pois os mesmos também caem com a carga, numa tendência apontada, no geral, pela literatura;

- Quanto mais a mistura diesel/biodiesel se aproxima da condição de diesel puro menos calor se perde para o ambiente. Para a mistura B100 registrou-se uma perda de cerca de 50 kW a uma taxa quase constante. No geral este trabalho confirmou a tendência catalogada na literatura de o calor produzido pela queima de combustíveis em motores de combustão interna de ignição por compressão ter as proporções de distribuição de calor perdido para o ambiente, aproveitado para trabalho motor e efluente nos produtos de escape ser de aproximadamente 1/3 para cada um deles;

- Na medida em que maior é o percentual de biodiesel na mistura, menor é a entalpia dos produtos de escape e verifica-se em todos os casos um aumento da entalpia dos gases de escape com o aumento da potência, o que pode abrir precedentes para estudos de utilização desta energia em cogeração;

- Em relação à fração molar de vapor de água de escape e a temperatura de orvalho, quanto menor é o percentual de biodiesel na mistura, maiores são os seus valores. Logo, a mistura B10 tem a desvantagem de gerar maiores emissões de vapor de água, porém com a vantagem de ser na maior temperatura entre as demais misturas. Assim, a mistura B10 é quem possui melhor resultado na predição, no tocante à prevenção de corrosão das partes do motor;

- O modelo apesar de ter sido suprido por dados experimentais um tanto questionáveis, se mostrou bastante robusto e eficiente na análise, haja vista que gerou resultados que uma vez comparados aos da literatura, não deixou a desejar.

5.3 Recomendações para trabalhos futuros

Como recomendação para trabalhos futuros pode-se propor:

- Utilizar biodiesel de outra oleaginosa e fazer a mesma análise a fim de se poder comparar o desempenho do motor nesta nova condição com a condição deste trabalho;

- Fazer a mesma análise mudando a taxa de substituição do gás natural realizando análise de custos de combustível;
- Estudar o processo de operação do motor através de análise exergética, com vistas ao aproveitamento de energia dos gases de escape para cogeração;

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS

Armas, O.; Gómez, A; Cárdenas, M.D. **Biodiesel Emissions from a Baseline Engine Operated with Different Injection Systems and Exhaust Gas Recirculation (EGR) Strategies during Transient Sequences.** Energy Fuels. Vol. 23, pp. 6168–6180, 2009.

Balat, M.; Balat, H. **Progress in biodiesel processing.** Applied Energy. vol. 87. pp.1815–1835, 2010.

Balli, O.; Aras, H.; Hepbasli, A. **Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part I – Methodology.** Energy Conversion and Management. vol. 51, pp. 2252–2259, 2010.

Balli, O.; Aras, H.; Hepbasli, A. **Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part II – An application.** Energy Conversion and Management. vol. 51, pp. 2260–2271, 2010.

Basha S. A.; Gopal K. R.; Jebaraj, S. **A review on biodiesel production, combustion, emissions and performance.** Renewable and Sustainable Energy Reviews. vol. 13, pp.1628–1634, 2009.

Biodiesel. Portal Wikipedia: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Biodiesel>. Acesso em Agosto de 2011

Bizzo, W.A.; **Geração, distribuição e utilização de vapor.** Notas de aula, 2003. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP0.pdf>. Acesso em Outubro de 2010.

Borges, P. R. **Propriedades termodinâmicas do gás natural.** Documento AB – LO 08/2009, abastecimento, logística e planejamento – PETROBRAS, 2003. 81 p. Disponível em: <http://roncada.synthasite.com/resources/PROPRIEDADES%20TERMODIN%20C3%82MICAS%20DO%20G%20C3%81S%20NATURAL.pdf>. Acesso em Dezembro de 2010

Brunelli, R. R. **Estudo da viabilidade operacional e desempenho de motores de combustão interna operando com combustível biodiesel em relação ao combustível diesel automotivo** .Dissertação de mestrado. UFRGS, 159 p, 2009.

Bueno, A. V. **Análise da operação de motores diesel com misturas parciais de biodiesel** . Dissertação de Mestrado.UNICAMP, Campinas, 2006. 120 pp

Canakci, M; Hosoz, M. **Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine.Fuelled with Various Biodiesels**. Energy Sources. vol. 01, Part B, pp. 379–394, 2006.

Colaço, M.J.; Teixeira, C. V. ; Dutra, L.M. **Thermal analysis of a diesel engine operating with diesel–biodiesel blends**. Fuel. vol. 89, pp. 3742–3752, 2010.

Combustíveis. Disponível em:
<http://www.adorofisica.com.br/trabalhos/fis/equipas/maquinasavapor/combustivel.htm>.
Acesso em Março de 2011

Costa, Y. J. R.; Lima, A. G. B.; Grilo, M. B., Bezerra Filho C. R.; Lima, A. M. N. **Exhaust emissions characteristics: an experimental study on diesel engine operated with mixtures of diesel and natural gas**. Brazilian Journal of Petroleum and Gas. vol. 2, n. 01, pp. 36-44, 2008.

Costa, Y. J. R. **Análise energética e exergética de um motor de combustão interna operando com mistura de diesel e gás natural** .Tese de Doutorado. UFCG. Campina Grande, 185 p, 2007.

CRAM S. A. **Plantas elétricas**. <http://www.cram-sa.com.ar>; Acesso em Abril de 2011.

EMBRAPA. **Oliaginosas e seus óleos: Vantagens e desvantagens para produção do biodiesel**. Documentos 201. Dez/2008.

Ferguson, C. R. **Internal combustion engines – Applied thermodynamics**. New York: John Wiley & Sons, 2001.

GÁSENERGIA. Disponível em <http://www.gasenergia.com.br>. Acesso em Novembro de 2010.

Graboski, M. S.; McCormick, R. L. **Combustion of fat and vegetable oil delivered fuels in diesel engines**. Progre in Energy and Combustion Science. vol. 24, pp.125-164, 1998

Gumus, M.; Sayin, C.; Canakci, M. **Effect of Fuel Injection Timing on the Injection, Combustion, and Performance Characteristics of a Direct-Injection (DI) Diesel Engine Fueled with Canola Oil Methyl Ester-Diesel Fuel Blends**. Energy Fuels. vol. 24, pp. 3199 – 3213, 2010.

Heywood J.B. **Internal combustion engine fundamentals. International**. New York: Editora McGraw-Hill; 1988.

História do gás natural. Portal Gás Energia acessado no portal FIESCNET (http://www2.fiescnet.com.br/web/pt/site_topo/infra/info/historia-do-gas-natural). Acesso em 13/01/2011

Hsiu Ching, W. H. **Biodiesel**. SEBRAE/NA. Disponível em [http://201.2.114.147/bds/bds.nsf/D170D324C7521915832572B200470F63/\\$File/NT00035116.pdf](http://201.2.114.147/bds/bds.nsf/D170D324C7521915832572B200470F63/$File/NT00035116.pdf). Acesso em março de 2010. (ano de publicação desconhecido)

Ilkilic, C. **Exhaust Emissions of a Diesel Engine Operating by Biodiesel Fuel**. Energy Sources. vol. 31, Part A, pp. 1415 – 1424, 2009.

Incropera, F. P.; Dewitt, D.P.; **Fundamentals of heat and mass transfer**. New York: John Wiley & Sons, 2002.

Introdução aos motores de combustão interna. DAMEC/UFPR. Disponível em <http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/downloads/1%20INTRODU%C3%87%C3%83O%20AOS%20MOTORES.pdf>. Acesso em Junho de 2011

José, H. J.. **Combustão e combustíveis**. Apostila Química Tecnológica Geral. Universidade Federal de Santa Catarina, CTC/EQA/DEMA, 2004.

Karim G.A.. **Combustion in gas fueled compression: ignition engines of the dual fuel type**. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power vol.125, n. 3, pp. 827–836, 2003.

Kegl, B. **Influence of biodiesel on engine combustion and emission characteristics**. Applied Energy vol. 88, pp. 1803–1812, 2011.

Martins, J. **Motores de combustão interna**. 2. Ed. Porto: Publindústria, 2006.

McCromick, R.L.; Alleman T.L.; Ratcliff M, Moens L, Lawrence R. **Survey of the quality and stability of biodiesel in blends in the United States in 2004**. National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-540-38836; 2005.

Medeiros, M. A. O.; Araújo, A. S.; Fernandes, N. S. **Estudo comparativo das propriedades físico-químicas do óleo diesel combustível nos estados do RN e PB**. In: 2º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás. Rio de Janeiro, 2003. Anais, CD Rom.

Mehta, R.N.; Chakraborty, M; Mahanta, P; Parikh, P.A. **Evaluation of fuel properties of butanol-biodiesel-diesel blends and their impact on engine performance and emissions**. Industrial & Engineering Chemistry Research..vol. 49, pp: 7660–7665, 2010

Moran, M. S.; Shapiro, H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. New York: LTC, 2000.

Murillo, S. ; Míguez, J.L. ; Porteiro J.; Granada, E. ; Morán, J.C. **Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines**. Fuel. vol. 86 pp. 1765–1771, 2007.

Nabi, M.N.; Rahman, M.M.; Akhter, M.S. **Biodiesel from cotton seed oil and its effect on engine performance and exhaust emissions**. Applied Thermal Energy. vol. 29, pp. 2265–2270, 2009.

Namasivayam A.M.; Crookes R.J.; Korakianitis T.; Olsen J. **Assessment of combustion in natural gas fuelled compression ignition engines with DME and RME pilot ignition.** International Journal of Engine. vol. 10, n. 03, pp.165–74, 2009.

Namasivayam A.M.; Korakianitis T.; Crookes R. J.; Bob-Manuel, K.D.H, Olsen J. **Biodiesel, emulsified biodiesel and dimethyl ether as pilot fuels for natural gasfuelled engines.** Applied Energy. vol.87, pp.769–778, 2010.

Oliveira, F. C. C.; Suarez, P. A. Z.; Santos,W. L. P. **Biodiesel: Possibilidades e Desafios.** Revista Química Nova na Escola, nº 28, Maio de 2008.

Papagiannakis, R.G.; Hountalas, D.T. **Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gás.** Energy Conversion and Management vol. 45, pp. 2971–2987, 2004.

Parente, E.J.S. **Biodiesel: uma aventura tecnológica num país engraçado.** Fortaleza-CE: Unigráfica, 66 pp, 2003.

PBGAS. Relatório das propriedades do gás natural distribuído na Paraíba. Disponível em <http://www.pbgas.pb.gov.br>. Acesso em 2011.

Prasath, B. R.; Tamilporai, P; Shabir, M. F.; **Analysis of combustion, performance and emission characteristics of low heat rejection engine using biodiesel.** International Journal of Thermal Sciences. vol. 49, pp. 2483-2490, 2010.

Pulkrabek, W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine.** 2 ed. Platteville: Prentice Hall, 2003

Qi, D.H.; Geng, L.M.; Chen, H.; Bian, Y.Z.H.; Liu, J; Ren, X.C.H. **Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil.** Renewable Energy. vol. 34, pp. 2706–2713, 2009.

Saidur, R; Jahiru, M .I.; Moutushi, T. Z.; Imtiaz, H.; Masjuki, H. H. **Effect of partial substitution of diesel fuel by natural gas on performance parameters of a four-cylinder diesel engine**. Journal of Power and Energy. vol. 221,n. 01, pp. 1-10:, 2006

Santana, G. C. S. **Análise energética e exergetica em um sistema de cogeração para uma Empresa do Setor Terciário**. Dissertação de Mestrado. UFBA, Salvador - BA, 2003.

Santos, N. O. **Termodinâmica aplicada às termelétricas**. 2ed. - Rio de Janeiro: Interciência, 2006.

Selim, M.Y.E. **Reducing the viscosity of Jojoba Methyl Ester diesel fuel and effects on diesel engine performance and roughness**. Energy Conversion and Management. vol. 50, pp. 1781–1788, 2009.

Shenghua, L.; Longbao, Z.; Ziyang, W.; Jiang, R. **Combustion characteristics of compressed natural gas/diesel dual-fuel turbocharged compressed ignition engine**. Disponível em: <<http://www.paper.edu.cn>>. Acesso em Fevereiro de 2011.

Sonntag, R. E.; Borgnakke, C.; Wylen, G. J.. **Fundamentos da termodinâmica**, São Paulo: 6ª edição, editora Edgard Blucher Ltda, 2003.

Sun, J.; Caton, J.A.;Jacobs, T.J. **Oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fuelled diesel engines**. Progress in Energy and Combustion Science. vol. 36, pp. 677 – 695, 2010.

Tesfa, B.; Mishra, R.; Gu, F.; Powles, N. **Prediction models for density and viscosity of biodiesel and their effects on fuel supply system in CI engines**. Renewable Energy. vol. 35, pp. 2752 – 2760, 2010.

TEXACO BRASIL. Disponível em <http://www.texaco.com.br>. Acesso em Dezembro de 2010.

Uma, R.; Kandpal ,T.C.; Kishorea, V.V.N. **Emission characteristics of an electricity generation system in diesel alone and dual fuel modes**. Biomass and Bioenergy. vol. **07**, pp. 195-203, 2004.

Van Wylen, G. J.; Sonntag, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**: São Paulo: 2a edição, Jonh Wiley & Sons, 1976

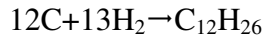
Xue, J.;Grift, T. E.; Alan C.; Hansena, A.C. **Effect of biodiesel on engine performances and emissions**. Renewable and Sustainable Energy Reviews. vol. 15, pp. 1098–1116, 2011.

APÊNDICES

APÊNDICE A

Estimativa da entalpia de formação do $C_{12}H_{26}$ e do $C_{18,74}H_{34,43}O_2$

Assumindo que é válida a reação:



e que (Kotas, 1985)

$$(h^{\circ}_d)_C = 393780 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h^{\circ}_d)_{H_2} = 242000 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h^{\circ}_d)_{C_{12}H_{26}(l)} = 7518820 \text{ kJ/kmol} = (PCI)^{\circ} \quad (PCI \text{ na base molar})$$

pode-se escrever (Kotas, 1985):

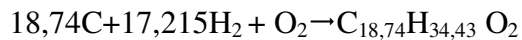
$$\begin{aligned} (h^{\circ}_d)_{C_{12}H_{26}} &= (h_f)_{C_{12}H_{26}} + \sum n_e (h^{\circ}_d)_{\text{elemento}} \Rightarrow \\ \Rightarrow 7518820 &= (h_f^{\circ})_{C_{12}H_{26}} + 12 \times 393780 + 13 \times 242000 \end{aligned}$$

então,

$$(h_f^{\circ})_{C_{12}H_{26}(l)} = -352.540,0 \text{ kJ/kmol}$$

Por um raciocínio análogo também se calcula a entalpia de formação do biodiesel da seguinte forma:

Assumindo que é válida a reação:



e com os mesmos valores acima usados, incluindo agora $(h^{\circ}_d)_{O_2} = 0$ e $(h^{\circ}_{db})M_{C_{18,74}H_{34,43}O_2(l)} = 10.908.696,76 \text{ kJ/kmol}$, (Canacki et al., 2006), pode-se escrever:

$$\begin{aligned} (h^{\circ}_{db})_{C_{18,74}H_{34,43}O_2(l)} &= ((h_f^{\circ})_{C_{18,74}H_{34,43}O_2(l)} + \sum n_e (h^{\circ}_{db})_{\text{elemento}} \Rightarrow \\ \Rightarrow 10.908.696,76 &= (h_f^{\circ})_{C_{18,74}H_{34,43}O_2(l)} + 18,74 \times 393780 + 17,215 \times 242000 + 2 \times 0 \end{aligned}$$

então,

$$(h_f^{\circ})_{C_{18,74}H_{34,43}O_2(l)} = -636.770,4 \text{ kJ/kmol}$$

APÊNDICE B

Dados experimentais (modo diesel puro)

Potência	Peso inicial	Peso final	Consumo instantâneo	Tempo	Consumo horário	LEITURA N°	CO	CO ₂	O ₂	NO	NO ₂	SO ₂	C _x H _y	Ef. Comb.	Temp. ar na entrada	Temp. escape na sonda
kW	Kg	Kg	Kg	s	Kg/h	-	ppm	%	%	ppm	ppm	ppm	ppm	%	°C	°C
PRIMEIRO ENSAIO --Data do ensaio 02/09/2010 MANHÃ																
40,00	65,70	65,40	0,30	87,70	12,31	11,00	137	4,10	14,50	254	11	0	-2	68,10	37,00	273,00
60,00	64,00	63,60	0,40	86,60	16,63	26,00	149	4,90	13,50	347	12	0	144	66,20	37,00	317,00
80,00	61,40	61,00	0,40	69,00	20,87	46,00	177	5,40	12,60	424	12	0	133	65,80	37,00	355,00
100,00	59,00	58,40	0,60	86,00	25,12	60,00	206	5,80	11,80	511	13	0	171	65,50	37,00	386,00
120,00	57,00	56,40	0,60	73,80	29,27	68,00	243	6,30	11,10	630	17	0	276	65,70	37,00	411,00
140,00	54,00	53,40	0,60	62,30	34,67	80,00	292	6,70	10,50	683	18	0	430	65,30	39,00	442,60
SEGUNDO ENSAIO --Data do ensaio 02/09/2010 MANHÃ																
40,00	39,80	39,50	0,30	86,50	12,49	147,00	216	4,00	14,40	258	7	0	-2	65,40	36,00	288,60
60,00	41,20	40,80	0,40	88,01	16,36	135,00	231	4,80	13,30	356	6	9	0	65,40	37,00	333,30
80,00	42,80	42,40	0,40	68,70	20,96	124,00	250	5,30	12,50	433	9	4	104	64,90	37,00	368,60
100,00	45,00	44,40	0,60	85,20	25,35	114,00	271	5,80	11,70	503	12	0	266	65,00	37,00	397,40
120,00	47,00	46,40	0,60	72,50	29,79	105,00	303	6,20	11,10	628	15	0	288	65,20	38,00	418,00
140,00	50,00	49,40	0,60	62,90	34,34	94,00	323	6,70	10,50	682	17	0	478	64,80	39,00	445,00

APÊNDICE B

Dados experimentais (modo diesel puro) (continuação)

Potência	Peso inicial	Peso final	Consumo instantâneo	Tempo	Consumo horário	LEITURA N°	CO	CO ₂	O ₂	NO	NO ₂	SO ₂	C _x H _y	Ef. Comb.	Temp. ar na entrada	Temp. escape na sonda
kW	kg	kg	kg	s	kg/h	-	ppm	%	%	ppm	ppm	ppm	ppm	%	°C	°C
TERCEIRO ENSAIO --Data do ensaio 14/09/2010 MANHÃ																
40,00	33,00	32,70	0,30	86,40	12,50	76,00	172	4,30	14,60	283	6	3	750	65,60	37,00	283,80
60,00	31,00	30,60	0,40	86,80	16,59	92,00	213	5,00	13,50	379	10	10	632	65,60	37,00	323,50
80,00	29,00	28,60	0,40	70,50	20,43	104,00	263	5,60	12,60	450	11	0	743	65,30	40,00	361,90
100,00	26,00	25,40	0,60	84,70	25,50	121,00	332	6,10	11,70	543	12	0	1092	65,20	41,00	394,40
120,00	23,40	22,80	0,60	72,80	29,67	132,00	405	6,50	11,10	640	15	0	1011	65,50	40,00	415,00
140,00	20,80	20,20	0,60	62,50	34,56	140,00	472	7,00	10,40	686	15	0	1352	65,10	42,00	447,00
QUARTO ENSAIO --Data do ensaio 14/09/2010 MANHÃ																
40,00	9,80	9,50	0,30	85,80	12,59	194,00	259	4,20	14,30	288	4	0	126	64,80	37,00	300,00
60,00	11,00	10,60	0,40	86,30	16,69	184,00	297	5,00	13,20	379	5	0	482	65,40	37,00	344,70
80,00	12,20	11,80	0,40	68,60	20,99	177,00	342	5,60	12,20	453	7	0	1053	65,10	37,00	377,60
100,00	14,30	13,70	0,60	84,90	25,44	167,00	388	6,10	11,50	543	10	0	1812	65,30	38,00	404,00
120,00	16,60	16,00	0,60	73,80	29,27	160,00	444	6,50	10,90	638	14	0	3781	65,00	40,00	430,00
140,00	18,40	17,80	0,60	62,00	34,84	150,00	487	7,00	10,30	690	15	0	2815	65,00	41,00	451,70

APÊNDICE C

Dados experimentais (modo dual: diesel/biodiesel + gás natural)

Potência	Massa	Tempo	Consumo P. D.	Consumo horário	Tx.S.	V.G.	CO	CO ₂	O ₂	NO	NO ₂	SO ₂	C _x H _y	Ef.	T.E.S
kW	kg	s	kg/h	kg/h	%	m ³ /h	ppm	%	%	ppm	ppm	ppm	ppm	%	°C
ENSAIO 01: DIESEL COM 10% DE BIODIESEL															
40,00	0,05	100,60	12,47	1,79	85,65	19,00	1375	3,30	13,50	43	17	84	1862	68,48	320
60,00	0,05	75,60	16,57	2,38	85,63	22,30	1397	3,80	12,40	101	10	87	1549	68,98	359
80,00	0,10	120,50	20,81	2,99	85,64	27,00	986	4,50	11,24	280	7	56	1701	71,02	387
100,00	0,10	96,00	25,35	3,75	85,21	29,40	1124	4,98	10,30	364	5	63	1574	71,88	411
120,00	0,10	86,00	29,50	4,19	85,81	31,10	1168	5,40	9,40	564	8	47	1309	72,58	433
ENSAIO 02: DIESEL COM 20% DE BIODIESEL															
40,00	0,05	94,60	12,47	1,90	84,74	18,80	998	2,55	15,10	24	0	83	1470	60,08	320
60,00	0,05	142,90	16,57	2,52	84,79	22,00	1000	3,00	14,36	71	0	85	1148	61,01	352
80,00	0,10	115,20	20,81	3,12	84,98	25,20	861	3,38	13,68	146	0	78	938	61,48	384
100,00	0,10	97,30	25,35	3,70	85,41	27,30	875	3,70	13,14	233	0	78	645	62,14	404
120,00	0,10	86,70	29,50	4,15	85,92	29,90	948	3,66	12,46	358	0	89	618	65,26	403
ENSAIO 03: DIESEL COM 30% BIODIESEL															
40,00	0,05	95,70	12,47	1,88	84,77	20,70	879	3,40	13,58	72	0	100	1593	68,68	322
60,00	0,05	71,30	16,57	2,52	84,76	23,50	975	3,90	12,53	132	0	111	1109	69,30	357
80,00	0,10	118,10	20,81	3,05	85,35	26,30	1073	4,50	11,58	198	0	120	701	69,98	386
100,00	0,10	99,80	25,35	3,61	85,77	28,00	1079	4,98	10,70	304	0	122	356	71,24	403
120,00	0,10	86,40	29,50	4,17	85,88	30,20	1028	5,50	9,66	606	0	117	219	72,58	421
ENSAIO 04: DIESEL COM 40% BIODIESEL															
40,00	0,05	101,60	12,47	1,77	85,79	20,00	914	3,30	13,83	46	0	60	1227	67,75	319
60,00	0,05	76,40	16,57	2,36	85,78	23,50	940	3,90	12,73	138	0	64	919	69,60	347
80,00	0,10	126,70	20,81	2,84	86,35	26,80	865	4,48	11,68	267	0	62	701	70,50	380
100,00	0,10	95,20	25,35	3,78	85,08	28,20	833	4,43	11,65	270	0	64	746	70,35	383
120,00	0,10	85,50	29,50	4,21	85,73	31,00	955	5,00	10,60	414	0	73	224	71,74	407

APÊNDICE C

Dados experimentais (modo dual: diesel/biodiesel + gás natural) (continuação)

Potência	Massa	Tempo	Consumo P. D.	Consumo horário	Tx.S.	V.G.	CO	CO ₂	O ₂	NO	NO ₂	SO ₂	C _x H _y	Ef.	T.E.S
kW	kg	s	kg/h	kg/h	%	m ³ /h	ppm	%	%	ppm	ppm	ppm	ppm	%	°C
ENSAIO 05: DIESEL COM 50% BIODIESEL															
40,00	0,05	100,10	12,47	1,80	85,58	20,00	904	3,30	14,28	34	0	64	1023	66,34	312
60,00	0,05	77,50	16,57	2,32	85,98	23,40	827	3,80	13,20	119	0	59	741	67,53	349
80,00	0,10	117,20	20,81	3,07	85,24	27,30	835	4,36	12,08	194	0	61	527	68,80	385
100,00	0,10	93,00	25,35	3,87	84,73	29,10	934	4,80	11,30	301	0	64	174	69,72	404
120,00	0,10	84,00	29,50	4,29	85,47	31,10	865	5,30	10,35	527	0	59	28	71,90	414
ENSAIO 06: DIESEL COM 60% BIODIESEL															
40,00	0,05	96,00	12,47	1,88	84,97	19,70	848	3,26	13,94	70	1	41	1267	66,68	317
60,00	0,05	72,70	16,57	2,48	85,05	23,40	854	3,65	12,93	121	1	41	1119	69,28	334
80,00	0,10	114,70	20,81	3,14	84,92	25,00	970	4,30	11,80	227	0	50	901	68,66	382
100,00	0,10	98,50	25,35	3,65	85,58	27,90	1006	4,74	11,08	332	0	50	541	69,66	401
120,00	0,10	83,00	29,50	4,34	85,30	29,30	1046	5,40	9,78	552	0	46	784	71,98	419
ENSAIO 07: DIESEL COM 70% BIODIESEL															
40,00	0,05	95,50	12,47	1,88	84,89	19,00	1069	3,10	14,56	33	0	0	1729	63,86	316
60,00	0,05	72,60	16,57	2,48	85,03	22,70	893	3,60	13,68	106	0	0	1448	65,25	347
80,00	0,10	116,80	20,81	3,08	85,19	25,60	872	4,08	12,76	209	0	0	1192	65,94	380
100,00	0,10	93,50	25,35	3,85	84,81	27,80	939	4,33	12,08	306	0	0	828	66,95	400
120,00	0,10	80,80	29,50	4,46	84,90	30,00	935	4,90	11,36	507	0	8	676	68,08	416
ENSAIO 08: DIESEL COM 80% BIODIESEL															
40,00	0,05	101,30	12,47	1,78	85,75	17,90	969	3,00	14,56	27	0	37	1582	64,40	312
60,00	0,05	73,00	16,57	2,47	85,12	22,10	846	3,50	13,63	100	0	43	1368	64,80	355
80,00	0,10	120,00	20,81	3,00	85,59	26,30	694	3,81	12,81	190	0	45	1191	66,09	383
100,00	0,10	93,30	25,35	3,86	84,78	28,80	743	3,90	12,46	252	0	66	734	65,26	408
120,00	0,10	120,80	29,50	2,98	89,90	31,00	733	4,30	11,90	457	0	64	544	66,50	420

APÊNDICE C

Dados experimentais (modo dual: diesel/biodiesel + gás natural) (continuação)

Potência	Massa	Tempo	Consumo P. D.	Consumo horário	Tx.S.	V.G.	CO	CO ₂	O ₂	NO	NO ₂	SO ₂	C _x H _y	Ef.	T.E.S
kW	kg	s	kg/h	kg/h	%	m ³ /h	ppm	%	%	ppm	ppm	ppm	ppm	%	°C
ENSAIO 09: DIESEL COM 90% BIODIESEL															
40,00	0,05	95,40	12,47	1,89	84,87	17,80	888	2,70	15,10	25	0	84	1371	61,18	312
60,00	0,05	75,80	16,57	2,37	85,67	21,20	771	3,10	14,23	90	0	88	1171	60,78	359
80,00	0,10	120,00	20,81	3,00	85,59	25,10	601	3,50	13,50	178	0	80	993	62,34	382
100,00	0,10	98,90	25,35	3,64	85,64	27,30	671	3,76	12,86	264	0	80	727	63,50	401
120,00	0,10	83,00	29,50	4,34	85,30	30,10	756	4,26	12,24	532	0	76	389	63,80	425
ENSAIO 10: DIESEL COM 100% BIODIESEL															
40,00	0,05	99,70	12,47	1,81	85,52	17,20	1105	2,80	15,00	26	0	69	1416	63,88	293
60,00	0,05	74,90	16,57	2,40	85,49	20,70	1087	3,18	14,25	69	0	78	1164	61,58	349
80,00	0,10	119,80	20,81	3,01	85,56	23,70	911	3,50	13,50	151	0	64	961	62,30	380
100,00	0,10	95,00	25,35	3,79	85,05	26,20	859	3,80	12,80	274	0	56	726	63,42	401
120,00	0,10	84,40	29,50	4,27	85,54	30,40	909	3,98	12,05	454	0	64	551	66,03	408

P.D: Padrão Diesel

Tx.S.: Taxa de substituição

V.G.: Vazão de Gás

Ef.: Eficiência de combustão

T.E.S.: Temperatura dos Gases de Escape na Sonda

APÊNDICE D

Código computacional (aplicado ao caso biodiesel B10)

{ Análise Energética de um Motor de Combustão Interna }

```
" Dados:  T_c : temperatura do combustível na entrada do motor em C"
"         P_c : pressão do combustível na entrada do motor em Pa"
"         T_a : temperatura do ar na entrada do motor em C"
"         P_a : pressão do ar na entrada do motor Pa"
"         T_p : temperatura dos produtos da combustão na saída do motor em C"
"         P_p : pressão dos produtos da combustão na saída do motor em Pa"
"         m_dot_f : fluxo de massa dos produtos da combustão"
"         W_dot : Potência desenvolvida pelo motor"
"         Q_dot : Taxa de transferência de calor para o ambiente"
"         M_c : massa molecular do combustível em kmol de comb/kg de ar"
"         M_ar : massa molecular do ar= 28,97 kg de ar/kmol de ar"
"         M_Car : Massa molec do carbono = 12 kmol de C/kg de C"
"         M_H : Massa molec do hidrogenio = 1,008 kmol de H/kg de H"
"         M_O : Massa molec do oxigenio= 16 kmol de O/kg de O"
"         M_N : Massa molec do nitrogenio = 14,01 kmol de N/kg de N"
"         AC_bar : razão ar-combustível em base molar em kg de ar/ kg de combustível "
"         AC : Razão ar-combustível em base mássica em kg de ar/ kg de combustível"
"         AC_bar_t : razão ar-combustível em base molar em kg de ar/ kg de combustível "
"         AC_t : Razão ar-combustível em base mássica em kg de ar/ kg de combustível"
"         n_comb10 : numero de kmoles de combustível presentes em 10 m**3, a 300 K e 1
bar"
"         m_c : massa de combustível em kg"
"         M_p : massa molecular dos produtos em kmol/kg"
"         m_prod : massa total dos produtos"
"         n_p : quantidade total de produtos da combustão em kmol de produto/kmol de
combustível"
"         n_prod10 : quantidade total em kmoles de produtos formados por 10 m**3 de
combustível"
"         P : percentagem de ar teórico"
"         y_CH4 : fração molar de CH4 ou coeficiente da equação química"
"         y_C2H6 : fração molar de C2H6 ou coeficiente da equação química"
"         y_C3H8 : fração molar de C3H8 ou coeficiente da equação química"
"         y_C4H10 : fração molar de C4H10 ou coeficiente da equação química"
"         y_N2 : fração molar de N2 no combustível ou coeficiente da equação química"
"         y_CO2 : fração molar de CO2 ou coeficiente da equação química"
"         y_CO : fração molar de CO ou coeficiente da equação química"
"         y_O2 : fração molar de O2 ou coeficiente da equação química"
"         y_N2p : fração molar de N2 nos produtos de combustão ou coeficiente da equação
química"
"         y_H2Ovp : Fração molar do vapor água, por kmol de produto"
T_a=30          [C]
T_g=32          [C]
```

$T_d=42$ [C]
 $T_p=320$ [C]
 $md=1,79$ [kg/h]
 $mg=13,61$ [kg/h]
 $ma=873,54$ [kg/h]
 $W_{res}=40$ [kW]
 $\{yp_{O2}=0,135\}$
 $yp_{CO}=1375*10^{(-6)}$
 $yp_{CO2}=0,033$
 $yp_{NO}=43*10^{(-6)}$
 $yp_{NO2}=17*10^{(-6)}$
 $yp_{CH4}=1862*10^{(-6)}$
 $yp_{N2}=1-(yp_{O2}+yp_{CO}+yp_{CO2}+yp_{NO}+yp_{NO2}+yp_{SO2}+yp_{CH4})$
 $P_p=101,325$ [kPa]
 $T_{ref}=25$ [C]
 $P_a=101,325$ [kPa]
 $rend=0,932$
 $j=0,1$ "percentual de biodiesel namistura de óleo"

"1- Pesos moleculares em kg/kmol"

$M_{ar} = \text{MOLARMASS}(\text{Air})$
 $M_{NO} = \text{MOLARMASS}(\text{NO})$
 $M_{NO2} = \text{MOLARMASS}(\text{NO2})$
 $M_{C12H26} = 170,33$ [kg/kmol]
 $M_{C18.74H34.43O2} = 291,77$ [kg/kmol]
 $M_S = 32$ [kg/kmol]
 $M_{SO2} = \text{MOLARMASS}(\text{SO2})$
 $M_{CH4} = \text{MOLARMASS}(\text{CH4})$
 $M_{C2H6} = \text{MOLARMASS}(\text{C2H6})$
 $M_{C3H8} = \text{MOLARMASS}(\text{C3H8})$
 $M_{C4H10} = \text{MOLARMASS}(\text{C4H10})$
 $M_{CO2} = \text{MOLARMASS}(\text{CO2})$
 $M_{CO} = \text{MOLARMASS}(\text{CO})$
 $M_{N2} = \text{MOLARMASS}(\text{N2})$
 $M_{O2} = \text{MOLARMASS}(\text{O2})$
 $M_{H2O} = \text{MOLARMASS}(\text{H2O})$

"3.1- Problema analisado. Um gás natural apresenta a seguinte composição química na base molar: 89,42% de CH₄; 7,24% de C₂H₆; 0,16% de C₃H₈; 0,18% de C₄H₁₀;

1,27% de N₂, 1,66% CO₂, 0,08% O₂. O óleo diesel 98,53% C₁₂H₂₆ e 1,47% S.

$nd*(y_{d_{C12H26}} C_{12}H_{26} + y_{d_S} S + y_{d_{C18,74H34,43O2}} C_{18,74}H_{34,43}O_2) + n_g*(y_{g_{CH4}} CH_4 + y_{g_{C2H6}} C_2H_6 + y_{g_{C3H8}} C_3H_8 + y_{g_{C4H10}} C_4H_{10} + y_{g_{N2}} N_2 + y_{g_{CO2}} CO_2 + y_{g_{O2}} O_2) + n_{O2}*(O_2 + 3,76 N_2 + 7,655 * w * H_2O) = n_p*(y_{p_{CO2}} CO_2 + y_{p_{CO}} CO + y_{p_{O2}} O_2 + y_{p_{N2}} N_2 + y_{p_{CH4}} CH_4 + y_{p_{NO}} NO + y_{p_{NO2}} NO_2 + y_{p_{SO2}} SO_2) + n_p_{H2O} H_2O$

onde n_{O_2} , n_p e $n_{p_{H_2O}}$ são coeficientes a serem determinados da equação química "

"3.2- Frações molares do combustível gás"

$y_{g_{CH_4}}=0,8942$ "kmol de CH₄/kmol de combustível"
 $y_{g_{C_2H_6}}=0,0724$ "kmol de C₂H₆/kmol de combustível"
 $y_{g_{C_3H_8}}=0,0016$ "kmol de C₃H₈/kmol de combustível"
 $y_{g_{C_4H_{10}}}=0,0018$ "kmol de C₄H₁₀/kmol de combustível"
 $y_{g_{N_2}}=0,0127$ "kmol de N₂/kmol de combustível"
 $y_{g_{CO_2}}=0,0166$
 $y_{g_{O_2}}=0,0008$

"3.3 - Frações molares do diesel"

$y_{d_{C_{18}H_{34}O_2}}=j$
 $y_{d_{C_{12}H_{26}}}=0,9853*(1-j)$ "kmol de CO₂/kmol de combustível"
 $y_{d_S}=0,0147*(1-j)$ "kmol de CO/kmol de combustível"

"Fração molar dos produtos"

"Fração mássica de diesel, n_d , e gás, n_g "

$M_{dieselblend}=y_{d_{C_{12}H_{26}}*M_{C_{12}H_{26}}+y_{d_S}*M_S+y_{d_{C_{18}H_{34}O_2}}*M_{C_{18}H_{34}O_2}$

$n_d=(m_d/3600)/M_{dieselblend}$

$M_{gas}=y_{g_{CH_4}}*M_{CH_4}+y_{g_{C_2H_6}}*M_{C_2H_6}+y_{g_{C_3H_8}}*M_{C_3H_8}+y_{g_{C_4H_{10}}*M_{C_4H_{10}}+y_{g_{N_2}}*M_{N_2}+y_{g_{CO_2}}*M_{CO_2}+y_{g_{O_2}}*M_{O_2}$

$n_g=(m_g/3600)/M_{gas}$

$\{n_{O_2}=(m_a/3600)/(M_{O_2}+3,76*M_{N_2}+7,655*w*M_{H_2O})\}$

"Umidade absoluta"

$\phi=50$
 $P_{va}=(w*P_a)/(0,622+w)$
 $\phi=(P_{va}/PRESSURE(Steam;T=T_a;x=1))*100$

"4- Determinação dos coeficientes desconhecidos da equação química"

"Balanço para o nitrogenio"

$n_g*(y_{g_{N_2}}*2)+n_{O_2}*(3,76*2)=n_p*(y_{p_{N_2}}*2+y_{p_{NO}}*1+y_{p_{NO_2}}*1)$

"Balanço para o hidrogenio"

$$nd*(yd_C12H26*26+yd_C18.74H34.43O2*34,43) + ng*(yg_CH4*4+yg_C2H6*6+yg_C3H8*8+yg_C4H10*10)+ n_O2*(7,655*w*2) = np*yp_CH4*4+np_H2O*2$$

"Balanço para o oxigenio"

$$nd*yd_C18.74H34.43O2*2 + ng*(yg_CO2*2+yg_O2*2) + n_O2*(2+7,655*w*1) = np*(yp_CO2*2+yp_CO*1+yp_O2*2+yp_NO*1+ yp_NO2*2+yp_SO2*2)+np_H2O*1$$

"Balanço para o enxofre"

$$nd*(yd_S*1) = np*(yp_SO2*1)$$

"Balanço para o carbono"

$$nd*(yd_C12H26*12+yd_C18.74H34.43O2*18,74)+ng*(yg_CH4*1+yg_C2H6*2+yg_C3H8*3+yg_C4H10*4+yg_CO2*1)= np*(yp_CO2*1+yp_CO*1+yp_CH4*1)$$

"Verificação dos cálculos através do balanço de massa: massa dos reagentes é igual a massa dos produtos"

$$massa_reag=nd*(yd_C12H26*M_C12H26+yd_S*M_S+yd_C18.74H34.43O2*M_C18.74H34.43O2)+ng*(yg_CH4*M_CH4+yg_C2H6*M_C2H6+yg_C3H8*M_C3H8+yg_C4H10*M_C4H10+yg_N2*M_N2+yg_CO2*M_CO2+yg_O2*M_O2)+n_O2*(M_O2+3,76*M_N2+7,655*w*M_H2O)$$

$$massa_prod=np*(yp_CO2*M_CO2+yp_CO*M_CO+yp_O2*M_O2+yp_N2*M_N2+yp_CH4*M_CH4+yp_NO*M_NO + yp_NO2*M_NO2+yp_SO2*M_SO2)+np_H2O*M_H2O$$

"4-1 Cálculo da razão ar-combustível em base massica de combustível"

$$AC=(n_O2*(M_O2+3,76*M_N2+7,655*w*M_H2O))/(nd*(yd_C12H26*M_C12H26+yd_S*M_S+yd_C18.74H34.43O2*M_C18.74H34.43O2)+ng*(yg_CH4*M_CH4+yg_C2H6*M_C2H6+yg_C3H8*M_C3H8+yg_C4H10*M_C4H10+yg_N2*M_N2+yg_CO2*M_CO2+yg_O2*M_O2))$$

"4.2- Cálculo da quantidade de ar teórica"

"Para o cálculo da quantidade de ar teórica considere a equação abaixo:

$$nd*(yd_C12H26 C12H26 + yd_S S+yd_C18,74H34,43O2 C18,74H34,43O2) + ng*(yg_CH4 CH4+yg_C2H6 C2H6+ yg_C3H8 C3H8+yg_C4H10 C4H10+ yg_N2 N2+yg_CO2 CO2+yg_O2 O2)+ nt_O2*(O2+3,76 N2)=(npt_CO2 CO2+npt_N2 N2+npt_SO2 SO2)+npt_H2O H2O"$$

"4.4- Determinação dos coeficientes nt_O2, npt_CO2, npt_O2, npt_N2, npt_SO2, npt_H2O da equação da combustão completa acima que fornece a quantidade de ar teórico"

"Balanço para o nitrogênio"

$$ng*(yg_N2*2)+nt_O2*(3,76*2)=(npt_N2*2)$$

"Balanço para o hidrogenio"

$$nd*(yd_C12H26*26+yd_C18.74H34.43O2*34,43)+ng*(yg_CH4*4+yg_C2H6*6+yg_C3H8*8+yg_C4H10*10)+nt_O2*(7,655*w*2)=npt_H2O*2$$

"Balanço para o oxigenio"

$$nd*yd_C18.74H34.43O2*2+ng*(yg_CO2*2+yg_O2*2)+nt_O2*(2)=npt_CO2*2+npt_SO2*2+npt_H2O*1$$

"Balanço para o enxofre"

$$nd*(yd_S*1)=(npt_SO2*1)$$

"Balanço para o carbono"

$$nd*(yd_C12H26*12+yd_C18.74H34.43O2*18,74)+ng*(yg_CH4*1+yg_C2H6*2+yg_C3H8*3+yg_C4H10*4+yg_CO2*1)=(npt_CO2*1)$$

"Verificação dos cálculos através do balanço de massa: massa dos reagentes é igual a massa dos produtos para ar teórico"

massa_reagteo=

$$nd*(yd_C12H26*M_C12H26+nd_S*M_S+yd_C18.74H34.43O2*M_C18.74H34.43O2)+ng*(yg_CH4*M_CH4+yg_C2H6*M_C2H6+yg_C3H8*M_C3H8+yg_C4H10*M_C4H10+yg_N2*M_N2+yg_CO2*M_CO2+yg_O2*M_O2)+nt_O2*(M_O2+3,76*M_N2)$$

$$massa_prodteo=(npt_CO2*M_CO2+npt_N2*M_N2+npt_SO2*M_SO2)+npt_H2O*M_H2O$$

"4.5- A razão ar-combustível teórico em base mássica é dada por:"

$$AC_t=nt_O2*(M_O2+3,76*M_N2)/(nd*(yd_C12H26*M_C12H26+yd_S*M_S+yd_C18.74H34.43O2*M_C18.74H34.43O2)+ng*(yg_CH4*M_CH4+yg_C2H6*M_C2H6+yg_C3H8*M_C3H8+yg_C4H10*M_C4H10+yg_N2*M_N2+yg_CO2*M_CO2+yg_O2*M_O2))$$

"4.6- O excesso de ar, P, é dado por:"

$$X_{Air}=(AC/AC_t-1)*100 \quad [\%]$$

"4.14- Fração molar do vapor água, fmolar_H2Ovp em kmoles por kmol de produto"

$$nmoles_produto=np*(yp_CO2+yp_CO+yp_O2+yp_N2+yp_CH4+yp_NO+yp_NO2+yp_SO2)+np_H2O$$

$f_{molar_H2Ovp} = (n_{p_H2O} / n_{moles_produto})$ "kmoles de H2O/kmoles de prod"

$f_{molarPer} = f_{molar_H2Ovp} * 100$

"Pressão parcial do vapor d'água nos produtos em Pa, P_{vp} , é:"

$P_{vp} = f_{molar_H2Ovp} * P_p$ "kPa"

{ Temperatura de ponto de orvalho, ou seja, temperatura de saturação correspondente a P_{vp} , em C }

$T_{orvalho} = T_{SAT}(Steam; P = P_{vp})$ "C"

"Para temperatura dos gases de descarga inferiores a $T_{orvalho}$ o vapor d'água nos produtos se condensará"

"5. Análise energética para o motor operando com diesel/biodiesel e gás natural "

"Considere a equação química abaixo, onde os coeficientes já foram determinados anteriormente:

$nd * (y_{d_C12H26} C_{12}H_{26} + y_{d_S} S + y_{d_C18,74H34,43O2} C_{18,74}H_{34,43}O_2) + ng * (y_{g_CH4} CH_4 + y_{g_C2H6} C_2H_6 + y_{g_C3H8} C_3H_8 + y_{g_C4H10} C_4H_{10} + y_{g_N2} N_2 + y_{g_CO2} CO_2 + y_{g_O2} O_2) + n_{O2} * (O_2 + 3,76 N_2 + 7,655 * w * H_2O) = np * (y_{p_CO2} CO_2 + y_{p_CO} CO + y_{p_O2} O_2 + y_{p_N2} N_2 + y_{p_CH4} CH_4 + y_{p_NO} NO + y_{p_NO2} NO_2 + y_{p_SO2} SO_2) + np_{H2O} H_2O$

A primeira lei da termodinâmica para sistemas onde existem reações químicas é dada por:

$Q_{dot} + H_r = H_p + W_{dot}$

onde H_r é a entalpia dos reagentes e H_p é a entalpia dos produtos

A entalpia dos reagentes é dada por:"

$H_r = nd * (y_{d_C12H26} * M_{C12H26} * hr_{C12H26} + y_{d_S} * M_S * hr_S + y_{d_C18,74H34,43O2} * M_{C18,74H34,43O2} * hr_{C18,74H34,43O2}) + ng * (y_{g_CH4} * M_{CH4} * hr_{CH4} + y_{g_C2H6} * M_{C2H6} * hr_{C2H6} + y_{g_C3H8} * M_{C3H8} * hr_{C3H8} + y_{g_C4H10} * M_{C4H10} * hr_{C4H10} + y_{g_N2} * M_{N2} * hr_{N2} + y_{g_CO2} * M_{CO2} * hr_{CO2} + y_{g_O2} * M_{O2} * hr_{O2}) + n_{O2} * (M_{O2} * hra_{O2} + 3,76 * M_{N2} * hra_{N2} + 7,655 * w * M_{H2O} * hra_{H2O})$

"A entalpia dos produtos é:"

$H_p = np * (y_{p_CO2} * M_{CO2} * hp_{CO2} + y_{p_CO} * M_{CO} * hp_{CO} + y_{p_O2} * M_{O2} * hp_{O2} + y_{p_N2} * M_{N2} * hp_{N2} + y_{p_CH4} * M_{CH4} * hp_{CH4} + y_{p_NO} * M_{NO} * hp_{NO} + y_{p_NO2} * M_{NO2} * hp_{NO2} + y_{p_SO2} * M_{SO2} * hp_{SO2}) + np_{H2O} * M_{H2O} * hp_{H2O}$

"Onde:"

"As entalpias do C12H26 e do S e do C18.74H34.43O são calculadas por:"

$$cp_{C12H26}=2,21 \text{ [kJ/kgC]}$$

$$hr_{C12H26}=-\left(352,540 \cdot 10^3 / M_{C12H26}\right) + cp_{C12H26} \cdot (T_d - T_{ref})$$

$$cp_S=0,708 \text{ [kJ/kgC]}$$

$$hr_S=0 + cp_S \cdot (T_d - T_{ref})$$

$$cp_{C18.74H34.43O2}=2,075 \text{ [kJ/kgC]}$$

$$hr_{C18.74H34.43O2}=-\left(636770,4 / M_{C18.74H34.43O2}\right) + cp_{C18.74H34.43O2} \cdot (T_d - T_{ref})$$

"A entalpia dos demais reagentes"

$$hr_{CH4}=\text{ENTHALPY}(CH4; T=T_g)$$

$$hr_{C2H6}=\text{ENTHALPY}(C2H6; T=T_g)$$

$$hr_{C3H8}=\text{ENTHALPY}(C3H8; T=T_g)$$

$$hr_{C4H10}=\text{ENTHALPY}(C4H10; T=T_g)$$

$$hr_{N2}=\text{ENTHALPY}(N2; T=T_g)$$

$$hr_{CO2}=\text{ENTHALPY}(CO2; T=T_g)$$

$$hr_{O2}=\text{ENTHALPY}(O2; T=T_g)$$

$$hra_{O2}=\text{ENTHALPY}(O2; T=T_a)$$

$$hra_{N2}=\text{ENTHALPY}(N2; T=T_a)$$

$$hra_{H2O}=\text{ENTHALPY}(H2O; T=T_a)$$

$$hp_{CO2}=\text{ENTHALPY}(CO2; T=T_p)$$

$$hp_{CO}=\text{ENTHALPY}(CO; T=T_p)$$

$$hp_{O2}=\text{ENTHALPY}(O2; T=T_p)$$

$$hp_{N2}=\text{ENTHALPY}(N2; T=T_p)$$

$$hp_{NO}=\text{ENTHALPY}(NO; T=T_p)$$

$$hp_{NO2}=\text{ENTHALPY}(NO2; T=T_p)$$

$$hp_{CH4}=\text{ENTHALPY}(CH4; T=T_p)$$

$$hp_{SO2}=\text{ENTHALPY}(SO2; T=T_p)$$

$$hp_{H2O}=\text{ENTHALPY}(H2O; T=T_p)$$

"Supondo uma situação em que a potência desenvolvida pelo motor de:"

"Rendimento do gerador elétrico $rend=0,932$ "

$$W_{dot} = W_{res} / rend \quad \text{"kW"}$$

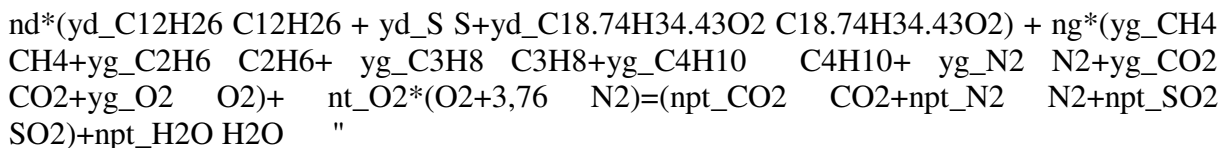
"A taxa de transferência de calor do motor, em kW, para a vizinhança é dada por:"

$$Q_{dot} + H_r = H_p + W_{dot} \quad \text{"kW"}$$

"5.3- Calculo do poder calorífico inferior, PCI, do combustível"

"O poder calorífico do combustível é definido como a diferença entre as entalpias dos produtos e a entalpia dos reagentes, por kg de combustível, quando ocorre uma combustão completa

em uma certa temperatura e pressão, Tref e pref. O poder calorífico de um combustível é um numero positivo. A reação para combustão completa é:



"A energia liberada na reação anterior, em kW, pode ser calculado por:

$E_{PCI} = E_{PCI d} + E_{PCI g} = (m_{d_dot} * PCI d) + (m_{g_dot} * PCI g)$ e é expressa por:"

$$E_{PCI} = nd*(y_{d_C12H26} * M_{C12H26} * PCI_{C12H26} + y_{d_S} * M_S * PCI_S + y_{d_C18.74H34.43O2} * M_{C18.74H34.43O2} * PCI_{C18.74H34.43O2}) + ng*(y_{g_CH4} * M_{CH4} * PCI_{CH4} + y_{g_C2H6} * M_{C2H6} * PCI_{C2H6} + y_{g_C3H8} * M_{C3H8} * PCI_{C3H8} + y_{g_C4H10} * M_{C4H10} * PCI_{C4H10} + y_{g_N2} * M_{N2} * PCI_{N2} + y_{g_CO2} * M_{CO2} * PCI_{CO2} + y_{g_O2} * M_{O2} * PCI_{O2})$$

- PCI_C18.74H34.43O2=37388 [kJ/kg]
- PCI_C12H26=44143,18 [kJ/kg]
- PCI_S=9259 [kJ/kg]
- PCI_CH4= 50020 [kJ/kg]
- PCI_C2H6=47480 [kJ/kg]
- PCI_C3H8=46360 [kJ/kg]
- PCI_C4H10=45720 [kJ/kg]
- PCI_N2=0 [kJ/kg]
- PCI_CO2=0 [kJ/kg]
- PCI_O2=0 [kJ/kg]

" A eficiencia energética do motor de combustão interna baseada no PCI (a temperatura de ponto de orvalho não é atingida neste caso):"

$$\begin{aligned} \eta_{PCI} &= (W_{dot} / E_{PCI}) * 100 && \text{"em percentagem"} \\ \eta_{comb} &= ((H_r - H_p) / E_{PCI}) * 100 && \text{"em percentagem"} \\ \eta_{combCA} &= (AC_t) / (AC) * 100 && \text{"em percentagem"} \end{aligned}$$

"Calculo da temperatura adiabática de chama T_ad"

"A temperatura atingida pelos produtos em um limite de operação adiabática do reator é denominada temperatura adiabática de chama ou temperatura adiabática de

combustão. Para o cálculo da temperatura adiabática de chama, temos que a entalpia dos produtos é igual a entalpia dos reagentes. Considerando na análise que

todos os gases envolvidos são ideais, temos:"

"A entalpia dos reagentes já foi calculada na equação da combustão incompleta acima "

"A entalpia dos produtos na temperatura adiabática é dada por:"

$$H_{pTad} = np * (yp_{CO2} * M_{CO2} * hp_{TadCO2} + yp_{CO} * M_{CO} * hp_{TadCO} + yp_{O2} * M_{O2} * hp_{TadO2} + yp_{N2} * M_{N2} * hp_{TadN2} + yp_{CH4} * M_{CH4} * hp_{TadCH4} + yp_{NO} * M_{NO} * hp_{TadNO} + yp_{NO2} * M_{NO2} * hp_{TadNO2} + yp_{SO2} * M_{SO2} * hp_{TadSO2}) + np_{H2O} * M_{H2O} * hp_{TadH2O}$$

$$hp_{TadCO2} = ENTHALPY(CO2; T=Tad)$$

$$hp_{TadCO} = ENTHALPY(CO; T=Tad)$$

$$hp_{TadO2} = ENTHALPY(O2; T=Tad)$$

$$hp_{TadN2} = ENTHALPY(N2; T=Tad)$$

$$hp_{TadNO} = ENTHALPY(NO; T=Tad)$$

$$hp_{TadNO2} = ENTHALPY(NO2; T=Tad)$$

$$hp_{TadCH4} = ENTHALPY(CH4; T=Tad)$$

$$hp_{TadSO2} = ENTHALPY(SO2; T=Tad)$$

$$hp_{TadH2O} = ENTHALPY(H2O; T=Tad)$$

$$H_r = H_{pTad}$$

" A temperatura adiabática anterior é calculada com a quantidade de ar real, combustão incompleta"

"A mesma temperatura adiabática calculada para uma reação completa gas em questão, que denotaremos por $T_{adarteo}$ é calculada abaixo"

"A entalpia dos produtos é dada por:"

$$H_{pTadteo} = (npt_{CO2} * M_{CO2} * hp_{TadteoCO2} + npt_{N2} * M_{N2} * hp_{TadteoN2} + npt_{SO2} * M_{SO2} * hp_{TadteoSO2}) + npt_{H2O} * M_{H2O} * hp_{TadteoH2O}$$

$$hp_{TadteoCO2} = ENTHALPY(CO2; T=Tad_{arteorico})$$

$$hp_{TadteoN2} = ENTHALPY(N2; T=Tad_{arteorico})$$

$$hp_{TadteoSO2} = ENTHALPY(SO2; T=Tad_{arteorico})$$

$$hp_{TadteoH2O} = ENTHALPY(H2O; T=Tad_{arteorico})$$

$$H_r = H_{pTadteo}$$

" A temperatura adiabática para a combustão incompleta é inferior a temperatura adiabática para a combustão completa devido ao excesso de ar que absorve parte da energia gerada."