

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

VILMAR GRACIANO

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE MOTORES A IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
(ICO) MOVIDA A MISTURAS DE DIESEL, GÁS NATURAL E BODIESEL**

CURITIBA

2012

VILMAR GRACIANO

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE MOTORES A IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO
(ICO) MOVIDA A MISTURAS DE DIESEL, GÁS NATURAL E BIODIESEL**

Tese apresentada como requisito à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica do Curso de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
Coorientador: Prof. Dr. Rudmar Serafim de Matos

CURITIBA

2012

TERMO DE APROVAÇÃO

VILMAR GRACIANO

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE MOTORES A IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO (ICO) COM MISTURAS DE DIESEL, GÁS NATURAL E BIODIESEL

Tese aprovada como requisito parcial à obtenção de grau de Doutor em Engenharia Mecânica, área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos, no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
Examinador externo

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Universidade Federal Rio Grande do Sul
Examinador externo

Prof^a. Dr^a. Maria José Jerônimo de Santana Ponte
Universidade Federal do Paraná
Examinadora interna

Prof. Dr. Roque Luiz Sutil Mainardes
Universidade Federal do Paraná
Examinador externo

Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
Universidade Federal do Paraná
Presidente

Curitiba, 07 de dezembro de 2012.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha esposa e sempre companheira Eliana, a minha filha Lorena, a minha netinha Giovanna e a meus pais que sempre me apoiaram.

AGRADECIMENTOS

Agradecimentos seriam tantos que não haveria espaço, mas em especial agradeço a Deus por todos existirmos, a minha esposa pela paciência e incentivo para a conclusão deste trabalho, a minha filha Lorena pela paciência que teve nesses anos de elaboração da Tese, onde com certeza lhe dediquei menos tempo do que ela merecia ao professor e amigo José Viriato Coelho Vargas pela paciência e pelas valiosas orientações e contribuições prestadas, ao professor e amigo Rudmar Serafim Matos pelo apoio e conselhos sábios em momentos decisivos, ao professor Luciano Kiyoshi Araki pelas suas contribuições, aos colegas da Copel Sergio C. Cassanelli e Mário C. Nascimento pelo apoio prestado e em especial, a meus pais que sempre me incentivaram a estudar e sempre propiciaram, desde minha juventude, meios para que isso fosse possível.

EPÍGRAFE

“Não se pode ensinar nada a um homem, apenas ajudá-lo
a encontrar as respostas dentro de si mesmo”.

Galileu Galilei

RESUMO

Esta Tese apresenta um modelo computacional genérico para motores de ignição por compressão (ICO) que usam como combustível diesel, biodiesel e/ou gás natural (biogás) produzidos de microalgas. Um modelo matemático simplificado para operação do motor em regime transiente e em regime permanente, o qual combina princípios da termodinâmica clássica e transferência de calor, foi desenvolvido para o espaço de trabalho do motor (cilindro do motor) com objetivo de fornecer respostas rápidas durante o projeto de sistemas. O modelo é baseado em parâmetros geométricos e de operação do motor (rpm, diâmetros do pistão e do cilindro, curso do pistão, temperatura de operação do motor, relação de compressão do motor, relação ar/combustível) e é capaz de calcular a pressão, a temperatura e a composição da mistura gasosa dentro do cilindro como função do tempo (ou do ângulo de giro do virabrequim), tornando possível avaliar, na operação do motor, a pressão média indicada, a potência e o torque indicados em função da velocidade angular. As perdas por atrito são quantificadas com base em correlações empíricas para motores ICO de injeção direta de combustível, de forma que a potência e o torque efetivos podem ser obtidos. O ajuste e validação experimental do modelo proposto foram realizados por comparação direta de resultados obtidos com dados experimentais previamente publicados e catálogos com curvas características de motores. O modelo foi então utilizado para conduzir uma análise paramétrica de forma que os parâmetros que mais afetassem a performance do motor fossem identificados, objetivando melhorar o projeto de motores e futuros estudos de otimização. Os resultados numéricos obtidos demonstram que se pode esperar que o modelo seja uma ferramenta simples, mas importante para o projeto, controle e otimização de motores ICO alimentados por misturas combustíveis de diesel, biodiesel, e gás natural combinando precisão com baixo tempo computacional. O modelo prova ainda que há possibilidade de usar biogás em misturas com diesel e biodiesel com consumo médio, até 13,6% menor em relação ao uso de diesel, quando é usado somente biogás e que na mesma situação o consumo médio de biodiesel é até 12,4% maior. Nessas situações, a perda de potência resultou em 2,3% em média usando somente biogás e 1,1% em média usando somente biodiesel.

Palavras-chave: Motores ICO. Simulação de motores ICO. Simulação computacional.

ABSTRACT

This Thesis introduces a general computational model for compression ignition engines (ICE) fueled by diesel, biodiesel and/or natural gas (biogas) from microalgae. A simplified mathematical model for the transient and steady state operation, which combines principles of classical thermodynamics and heat transfer, is developed for the working space of the engine (engine cylinder) in order to provide quick responses during system design. The model is based on geometric and operating parameters (e.g., rpm, piston and cylinder diameter, stroke, engine operating temperature, engine compression ratio, air-to-fuel ratio), and is capable of calculating pressure, temperature and gaseous mixture composition inside the cylinder as functions of time (or crank angle), so that it is possible to evaluate the engine mean indicated effective pressure, indicated power and indicated torque with respect to crank speed. Friction losses are quantified based on existing empirical correlations for ICE engines with direct injection of fuel, so that engine net power and torque are also assessed. The adjustment and experimental validation of the proposed model was performed by direct comparison of the obtained results with previously published experimental data and characteristic curves in engine catalogs. The model was then utilized to conduct a parametric analysis so that parameters that most affect engine performance are identified, aiming at improved engine design and future optimization studies. The obtained numerical results demonstrate that the model is expected to be an important and simple tool for design, control and optimization of ICE engines driven by diesel, biodiesel and natural gas fuel mixtures, combining accuracy with low computational time. The model proves that is possible to use biogas in fuel mixtures with diesel and biodiesel with average fuel consumption up to 13.6% lower than using diesel, using only biogas and that in the same conditions an average fuel consumption of biodiesel up to 12.4% higher. In such situations the lost in power is about 2.3% using only biogas and 1.1 % using only biodiesel.

Keywords: ICE engines. ICE engines simulation. Computational simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Motor ICO de seis cilindros, com componentes principais	24
Figura 1.2 – Motor ICO de quatro cilindros, refrigerado a ar	25
Figura 1.3 – Motor alternativo refrigerado a ar através do uso de aletas no cabeçote e no bloco	27
Figura 1.4 – Corte da parte superior de um motor ICO refrigerado a água	27
Figura 1.5 – Sistema de válvulas em um motor ICO	28
Figura 1.6 – Etapas (tempos) de um motor de quatro tempos	30
Figura 1.7 – Sistema de obtenção de biodiesel e biogás a partir de microalgas	33
Figura 3.1 – Volume de controle para a modelagem matemática	54
Figura 3.2 – Admissão de ar e injeção de combustível no cilindro	56

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1 – Modelo sem ajuste – consumo horário de combustível, motor Lintec 4LD 2500	87
Gráfico 4.2 – Modelo sem ajuste – potência efetiva, motor Lintec 4LD 2500	88
Gráfico 4.3 – Modelo sem ajuste – torque efetivo, motor Lintec 4LD 2500	88
Gráfico 4.4 – Modelo sem ajuste – rendimento efetivo, motor Lintec 4LD 2500	89
Gráfico 4.5 – Modelo sem ajuste – consumo horário de combustível, motor MWM 229.6	89
Gráfico 4.6 – Modelo sem ajuste – potência efetiva, motor MWM 229.6	90
Gráfico 4.7 – Modelo sem ajuste – torque efetivo, motor MWM 229.6	90
Gráfico 4.8 – Modelo sem ajuste – rendimento efetivo, motor MWM 229.6	91
Gráfico 4.9 – Potência efetiva – coeficientes de ajuste, motor Lintec 4LD 2500 ..	93
Gráfico 4.10 – Potência efetiva – coeficientes de ajuste, motor MWM 229.6	94
Gráfico 4.11 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor Lintec 4LD 2500	95
Gráfico 4.12 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor Lintec 4LD 2500	95
Gráfico 4.13 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor Lintec 4LD 2500	96
Gráfico 4.14 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor MWM 229.6	97
Gráfico 4.15 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor MWM 229.6	97
Gráfico 4.16 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor MWM 229.6	98
Gráfico 4.17 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, motor Agrale M790	98
Gráfico 4.18 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor Agrale M790	99
Gráfico 4.19 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor Agrale M790	100
Gráfico 4.20 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor Agrale M790	100
Gráfico 4.21 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, motor Lintec 3LD 1500	101
Gráfico 4.22 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor Lintec 3LD 1500	102

Gráfico 4.23 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor Lintec 3LD 1500	102
Gráfico 4.24 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor Lintec 3LD 1500	103
Gráfico 4.25 – Potência efetiva – variação no diâmetro das válvulas, motor Lintec 4LD 2500.....	104
Gráfico 4.26 – Potência efetiva – variação no diâmetro das válvulas, motor MWM 229.6	105
Gráfico 4.27 – Potência efetiva – variação no comprimento da biela, motor Lintec 4LD 2500	105
Gráfico 4.28 – Potência efetiva – variação no comprimento da biela, motor. MWM 229.6	106
Gráfico 4.29 – Potência efetiva – variação no ângulo da combustão, motor Lintec 4LD 2500	107
Gráfico 4.30 – Potência efetiva – variação no ângulo da combustão, motor MWM 229.6	108
Gráfico 4.31 – Consumo horário de combustível – biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	109
Gráfico 4.32 – Rendimento efetivo – biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	109
Gráfico 4.33 – Rendimento efetivo – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	110
Gráfico 4.34 – Consumo horário de combustível – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	110
Gráfico 4.35 – Rendimento efetivo – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	111
Gráfico 4.36 – Potência efetiva – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	111
Gráfico 4.37 – Consumo horário de combustível – biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500	112
Gráfico 4.38 – Rendimento efetivo – biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500	113
Gráfico 4.39 – Potência efetiva – biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500	113
Gráfico 4.40 – Consumo horário de combustível – biogás e diesel, motor MWM 229.6	114
Gráfico 4.41 – Rendimento efetivo – biogás e diesel, motor MWM 229.6	114
Gráfico 4.42 – Potência efetiva – biogás e diesel, motor MWM 229.6	115

Gráfico 4.43 – Consumo horário de combustível – biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500	116
Gráfico 4.44 – Rendimento efetivo – biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500	116
Gráfico 4.45 – Potência efetiva – biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500	117
Gráfico 4.46 – Consumo horário de combustível – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6	117
Gráfico 4.47 – Rendimento efetivo – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6	118
Gráfico 4.48 – Potência efetiva – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6	118
Gráfico 4.49 – Consumo horário de combustível – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	119
Gráfico 4.50 – Rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	120
Gráfico 4.51 – Potência efetiva – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	120
Gráfico 4.52 – Consumo horário de combustível – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	121
Gráfico 4.53 – Rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	121
Gráfico 4.54 – Potência efetiva – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Modelo sem ajuste - consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo com erros, motor Lintec 4LD 2500, $D_{val} = 0,0175m$...	130
Tabela 2 – Modelo sem ajuste - consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor MWM 229.6, $D_{val} = 0,0165m$	130
Tabela 3 – Valores da pressão média de atrito, obtidos pela aplicação de coeficientes de ajuste (CA) sobre a equação de Heywood (1988).....	130
Tabela 4 – Potência efetiva e erros, obtidos pela aplicação de coeficientes de ajuste (CA) sobre a energia térmica liberada no ciclo térmico do motor Lintec 4LD 2500	131
Tabela 5 – Potência efetiva e erros, obtidos pela aplicação de coeficientes de ajuste (CA) sobre a energia térmica liberada no ciclo térmico do motor MWM 229.6	131
Tabela 6 – Modelo ajustado - consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo com erros, motor Lintec 4LD 2500, $D_{val} = 0,0175m$	131
Tabela 7 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo com erros, motor MWM 229.6, $D_{val} = 0,0175m$	132
Tabela 8 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor Agrale M790, $D_{val} = 0,0170m$	132
Tabela 9 – Modelo ajustado com consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor Lintec 3LD 1500, $D_{val} = 0,0143m$...	132
Tabela 10 – Potência efetiva com variação no diâmetro de válvula, motor Lintec 4LD 2500.....	132
Tabela 11 – Potência efetiva com variação no diâmetro de válvula, motor MWM 229.6.....	133
Tabela 12 – Potência efetiva com variação no comprimento da biela, motor Lintec 4LD 2500	133
Tabela 13 – Potência efetiva com variação no comprimento da biela, motor MWM 229.6	134
Tabela 14 – Potência efetiva – variação no comprimento da biela, motor Lintec 4LD 2500	134
Tabela 15 – Potência efetiva com variação no ângulo da combustão, motor MWM 229.6	135

Tabela 16 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	135
Tabela 17 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	135
Tabela 18 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500	136
Tabela 19 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e diesel, motor MWM 229.6	136
Tabela 20 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500	136
Tabela 21 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6	137
Tabela 22 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500	137
Tabela 23 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6	137

LISTA DE ABREVIATURAS, SÍMBOLOS E SIGLAS

Abreviaturas

a – coeficiente estequiométrico na reação de combustão

A – área, [m²]

b – coeficiente estequiométrico na reação de combustão

Bi – comprimento da biela, [m]

c – calor específico, [J kg⁻¹ K⁻¹]

c – coeficiente estequiométrico na reação de combustão

C_d – coeficiente de descarga

CHC – consumo horário de combustível, [kg h⁻¹]

Cil – cilindrada unitária - volume no cilindro entre o PMS e o PMI, [m³]

CO – monóxido de carbono

CO₂ – dióxido de carbono

C₁ – constante, [N m⁻²]

C_δH_γO_ξ – fórmula química genérica do biodiesel

C_αH_β – fórmula química genérica do diesel;

CH₄ – fórmula química genérica do biogás;

D – diâmetro, [m]

\dot{F} – vazão de fluido, [m³ s⁻¹]

g – aceleração da gravidade, [m s⁻²]

h – entalpia específica, [J kg⁻¹]

h – coeficiente de transferência de calor por convecção, [J m⁻² K⁻¹]

H – deslocamento do pistão em relação ao topo do cilindro, [m]

H₂O – água

m – massa, [kg]

\dot{m} – taxa mássica, [kg m⁻³]

mol – massa molecular

N – rotações por minuto, [min^{-1}]

N_2 – nitrogênio

O_2 – oxigênio

p – pressão, [N m^{-2}]

P_r – número de Prandl

Q – energia térmica, [J]

\dot{Q} – taxa de transferência de calor, [W]

R – raio de circunferência, [m];

R – constante universal de gás ou mistura gasosa, [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

R_e – número de Reynolds

SFC – consumo específico de combustível, [g kWh^{-1}]

S – velocidade do pistão, [m s^{-1}]

S_w – curso do pistão, [m]

t – tempo, [s]

T – temperatura, [K]

U – energia interna, [J]

u – energia interna específica, [J kg^{-1}]

v – volume específico, [$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$]

V – volume, [m^3]

W – trabalho, [J]

\dot{W} – potência, [W]

x – porcentagem de diesel na mistura combustível diesel/gás, [%]

y – porcentagem de biodiesel na mistura combustível diesel/biodiesel, [%]

z – elevação em relação ao nível do mar, [m]

Símbolos gregos

– número de átomos de carbono na molécula do diesel

– número de átomos de hidrogênio na molécula do diesel

Δ – variação

– emissividade das paredes do cilindro, [%]

– densidade, [kg m^{-3}]

– número de átomos de carbono na molécula do biodiesel

– número de átomos de hidrogênio na molécula do biodiesel

– número de átomos de oxigênio na molécula do biodiesel

– coeficiente com valor inverso a relação de equivalência

– condutividade térmica de gás, [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]

– razão de equivalência, [%]

– constante de Stefan-Boltzmann, [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$]

– intervalo angular no giro do virabrequim, correspondente a duração da combustão, [rad]

– rendimento, [%]

τ – torque, [N m]

– ângulo de giro do virabrequim, [rad]

v – velocidade de escoamento de fluido, [m s^{-1}]

ν – viscosidade cinemática da mistura gasosa, [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]

– velocidade angular, [rad s^{-1}]

Siglas

AFR – relação ar combustível

CA – coeficiente de ajuste

HC – hidrocarbonetos

ICE – ignição por centelha

ICE – Ignition Compression Engine

ICO – ignição por compressão

NO_x – óxidos de nitrogênio

NP – número de pistões do motor

MCI – motor de combustão interna

PMS – ponto morto superior

PMI – ponto morto inferior

THC – hidrocarbonetos halogênicos

VA – válvula de admissão

VE – válvula de escape

Subscritos

ar – ar atmosférico, comburente na reação de combustão

atr – atrito

biodiesel – referente a biodiesel

biogás – referente a biogás

atm – atmosférica

cc – câmara de combustão

cil –cilindro, interno ao cilindro

cm – referente ao ciclo mecânico (duas ou quatro etapas) do motor

comb - combustão

conv – convecção

diesel – diesel

dois – pontos em escoamento de fluido

ef – efetivo

est – estequiométrica

f – de formação

fuelmix – mistura combustível

gas – referente a gás

i – componente de mistura gasosa

in – admitida, que entra no volume de controle

ind – indicada

m – referente ao modelo

mas – mássico, em base mássica

mec – mecânico

med – média

mg – mistura gasosa

out – de exaustão, que sai do volume de controle

p – a pressão constante

pist – pistão, êmbolo

prod – produtos

r – efetivamente usado, real, conforme ensaios/testes

rad – referente a radiação

reag – reagentes

res – residual

tot – total

1 – pontos em escoamento de fluido

v – a volume constante

val – referente a válvula (admissão, escape)

V_b – virabrequim

wall – referente a parede do cilindro

0 – referente a estar nas condições padrão

Sobrescritos

0 – de formação

_ – em base molar, grandeza média (velocidade média)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	20
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	20
1.2 DEFINIÇÃO E BREVE HISTÓRICO DO MOTOR ICO	20
1.3 APRESENTAÇÃO DOS COMPONENTES E FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ICO	23
1.4 RESUMO DO PROCESSO DE OBTENÇÃO DE BIODIESEL E BIOGÁS A PARTIR DE MICROALGAS.....	32
1.5 ORGANIZAÇÃO DA TESE	33
2 REVISÃO DE BIBLIOGRAFIA E OBJETIVOS DA TESE.....	35
2.1 REVISÃO DE BIBLIOGRAFIA	35
2.2 DESAFIOS A SEREM VENCIDOS.....	51
2.3 OJETIVOS DA TESE.....	52
2.2.1 OBJETIVO GERAL.....	52
2.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	52
3 METODOLOGIA.....	53
3.1 MODELO MATEMÁTICO DO CICLO DIESEL.....	53
3.1.1 ETAPA DE ADMISSÃO	55
3.1.2 ETAPA DE COMPRESSÃO	64
3.1.3 ETAPAS DE COMBUSTÃO E EXPANSÃO	65
3.1.4 ETAPA DE EXAUSTÃO	78
3.1.5 PRESSÃO MÉDIA INDICADA, PRESSÃO MÉDIA EFETIVA, PRESSÃO MÉDIA DE ATRITO, POTÊNCIA INDICADA NO CILINDRO E POTÊNCIA E TORQUE EFETIVO NO CILINDRO	80
3.1.6 RENDIMENTO, POTÊNCIA E TORQUE EFETIVOS DO MOTOR.....	83
3.2 PROCEDIMENTO DE AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO	84
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	85
4.1 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO.....	85
4.2 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO.....	94
4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA	103
4.4 SIMULAÇÕES COM DIESEL, BIODIESEL E BIOGÁS	108
4.4.1 SIMULAÇÕES USANDO DIESEL E BIODIESEL	108
4.4.2 SIMULAÇÕES USANDO DIESEL E BIOGÁS	112
4.4.3 SIMULAÇÕES USANDO BIODIESEL E BIOGÁS	115
4.4.4 SIMULAÇÕES USANDO DIESEL, BIODIESEL E BIOGÁS.....	119
5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES	123
REFERÊNCIAS	125
APÊNDICE 1 – Tabelas de ajuste e validação do modelo em motores reais e tabelas com as simulações geométricas e de combustíveis.....	130
APÊNDICE 2 – Curvas características e dados dos motores.....	138
APÊNDICE 3 – Dados de ensaios no motor MWM 229.6 (Pereira 2006)	139

APÊNDICE 4 – Motores LD	156
APÊNDICE 5 – Motores M790	160

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Motores ciclo diesel ou de ignição por compressão (ICO) estão entre as máquinas mais usadas, com uso em transporte rodoviário, transporte ferroviário, navegação marítima e fluvial, geração de energia de forma direta com gerador acoplado ao eixo do motor ou em sistemas de cogeração e trigeração, para citar algumas aplicações usuais.

Motores ICO, podem ser aspirados, com turbo-alimentação e com resfriador de ar de admissão intermediário (“intercooler”), ou combinações como turbo-alimentação e resfriador de ar de admissão. Motores deste último tipo têm várias aplicações, porém motores aspirados são também usuais.

Neste contexto, observa-se que há a necessidade de uma ferramenta computacional que permita ao usuário simular motores ICO aspirados, quer seja para fins de projeto, ou otimização quanto a dimensões dos componentes principais, usando como combustível diesel, biodiesel, biogás, ou misturas destes combustíveis. A simulação com características pré-determinadas pela finalidade e uso do motor permitiria analisar previamente os efeitos esperados de qualquer combinação de fatores geométricos ou funcionais desejada.

1.2 DEFINIÇÃO E BREVE HISTÓRICO DO MOTOR ICO

Motores do ciclo diesel, segundo Lora e Nascimento (2004) são máquinas térmicas alternativas nas quais a energia química do combustível (óleo diesel) é transformada em trabalho mecânico de rotação. O fluido de trabalho é a própria mistura gasosa resultante dos produtos da combustão do óleo diesel.

De uma forma mais ampla, não só o óleo diesel pode ser usado como combustível em motores do ciclo diesel. O biodiesel, gás natural, gás liquefeito do petróleo (GLP), biogás, misturas dos gases anteriores com diesel ou biodiesel e até álcool combustível e misturas de diesel com álcool combustível, entre outros combustíveis ou misturas de combustíveis menos comuns, como óleos OCB1, OCB2, entre outros, podem ser utilizados.

A criação do primeiro modelo do motor a óleo diesel que funcionou de forma eficiente data do dia 10 de agosto de 1893 (<http://www.biodieselbr.com>). Foi criado por Rudolf Diesel, em Augsburg, Alemanha, e por isso recebeu este nome. Alguns anos depois, o motor foi apresentado oficialmente na Feira Mundial de Paris, França, em 1898. O combustível então

utilizado era o óleo de amendoim, um tipo de biocombustível obtido por um processo de transesterificação.

Os primeiros motores do tipo diesel eram de injeção indireta. Eram alimentados por petróleo filtrado, óleos vegetais e até mesmo por óleos de peixe.

Entre 1911 e 1912, Rudolf Diesel fez a seguinte afirmação: “O motor a diesel pode ser alimentado por óleos vegetais, e ajudará no desenvolvimento agrário dos países que vierem a utilizá-lo. O uso de óleos vegetais como combustível pode parecer insignificante hoje em dia. Mas com o tempo irá se tornar tão importante quanto o petróleo e o carvão são atualmente”.

Um dos primeiros usos de óleo vegetal transesterificado foi para o abastecimento de veículos pesados alemães na África do Sul, antes da Segunda Guerra Mundial. O processo chamou a atenção de pesquisadores norte-americanos durante a década de 40, quando buscavam uma maneira mais rápida de produzir glicerina para alimentar bombas, no período de guerra.

Após a morte de Rudolf Diesel, a indústria do petróleo criou um tipo de óleo que denominou de "óleo diesel" que, por ser um combustível pouco oneroso em relação aos demais na época, (1915 em diante) passou a ser largamente utilizado. Foi esquecido, desta forma, o princípio básico que levou à sua invenção, ou seja, um motor que funcionasse com óleo vegetal e que pudesse ajudar de forma substancial no desenvolvimento da agricultura dos diferentes países. A abundância de petróleo aliada aos baixos custos dos seus derivados fez com que o uso dos óleos vegetais caísse no esquecimento. Mas os conflitos entre países, notadamente as duas guerras mundiais, a crise do petróleo nos anos 70, e a descoberta do efeito estufa, foram elementos que estabeleceram um marco, de forma a ativar a consciência do desenvolvimento sustentável pelos biocombustíveis.

Com a tendência crescente pela qualidade de vida das populações mundiais, a qual está diretamente ligada à oferta de energia, o crescente aumento de consumo de combustíveis fósseis fez com que houvesse, mais uma vez, a preocupação com a produção de combustível alternativa para a produção de energia.

Nesse contexto, para aperfeiçoar a eficiência de sistemas energéticos, é fundamental a redução das perdas nos vários processos de conversão necessários para obter um produto desejado. Segundo Lora e Nascimento (2004), ao se reduzir as perdas, o consumo de combustível é minimizado e junto, todos os efeitos associados como impactos ambientais, exploração de recursos naturais e emissão de poluentes.

Nesse sentido, pensando em otimizar o uso de energéticos, principalmente os combustíveis fósseis, projetos com produção combinada de energia elétrica ou mecânica de

rotação junto com calor útil, a partir de um único combustível, começaram a ser desenvolvidos, de forma a se obter maior eficiência em processos que se fossem realizados isoladamente seriam menos eficientes e teriam maior consumo de combustível. Os motores alternativos, mais notadamente, os motores a óleo diesel, as turbinas a gás e as turbinas a vapor, têm desempenhado papel fundamental, com ciclos cada vez mais eficientes, através de aperfeiçoamentos físico/químicos de forma a aumentar a eficiência energética.

Especificamente para motores alternativos, segundo Lora e Nascimento (2004), as razões pelas quais motores alternativos são muito utilizados, particularmente os motores do ciclo diesel são as seguintes:

- Possibilidade de recuperação de uma grande parcela de calor nos gases de escape e na água de refrigeração;
- A grande disponibilidade de motores funcionando de modo seguro e eficiente em uma ampla faixa de capacidades (potências), desde sistemas compactos até grandes motores com até vinte cilindros no bloco, o que permite uma faixa de potências de poucos quilowatts até alguns milhares de quilowatts disponíveis no eixo do motor;
- A disponibilidade de combustíveis de boa qualidade a preços atrativos;
- O aperfeiçoamento dos reguladores de velocidade, parte que controla a rotação pela admissão de ar e por consequência de combustível, que asseguram funcionamento seguro sem flutuações de rotação, como é o caso em geração de eletricidade em uma potência desejada, e
- Bom desempenho em condições de carga parcial, principalmente nos motores diesel.

Pelas razões acima, os motores diesel começaram a ser usados para produzir não só potência no eixo, mas aproveitando também a energia térmica existente nos gases de exaustão e na água de refrigeração. Desta forma, primeiro apareceu a cogeração de energia a qual segundo Horlock (1987) é o resultado do aproveitamento da energia de um combustível fóssil, (hidrocarbonetos, carvão) para a geração de dois produtos diferentes a partir de uma única fonte de energia e mais recentemente apareceu a trigerção de energia, que é a geração de três produtos diferentes a partir de uma única fonte energética. Horlock (1987) cita ainda que uma usina termelétrica ciclo Brayton ou ciclo Rankine usados isoladamente geram cerca de um terço da energia química presente no combustível como energia elétrica, entregando ao meio

cerca de dois terços da energia disponível no combustível, a qual dessa forma, não é aproveitada sendo totalmente desperdiçada. Situações como essa, levaram a partir dos anos 70, com o surgimento das crises mundiais do petróleo nos anos 70, e a conseqüente elevação dos preços dos combustíveis fósseis, que houvesse uma tomada de consciência geral no planeta, quanto à escassez dos combustíveis fósseis o que motivou a procura de um lado, por outras fontes de energia para produção em grande escala e de forma confiável e por outro lado, soluções que pudessem dar um melhor aproveitamento na energia existente nos combustíveis fósseis.

Nesse contexto, o motor diesel foi sendo cada vez mais aperfeiçoado, para ser usado em geração de energia, simples em cogeração e em trigeração, e ainda no transporte pesado rodoviário, o qual no Brasil suplanta consideravelmente outras formas de transporte como o ferroviário e o hidroviário, entre outras aplicações.

Muitos esquemas de cogeração e trigeração usando motor diesel têm sido estudados, desenvolvidos e implantados. Segundo Negoistesco et al (2008) motores diesel em cogeração podem atingir uma eficiência líquida de até 80%, dependendo do produto que seja priorizado entre geração de energia mecânica/eletricidade e calor/frio. Já em sistemas de trigeração, a eficiência energética pode chegar a 90%, devido ao maior aproveitamento de calor nestes sistemas comparando a sistemas de cogeração.

Uma abordagem mais ampla, detalhando os componentes e o funcionamento de motores ciclo diesel, está a seguir neste trabalho, bem como, um resumo do processo de obtenção de biodiesel e biogás a partir de microalgas.

1.3 APRESENTAÇÃO DOS COMPONENTES E FUNCIONAMENTO DOS MOTORES ICO

Os motores ICO são formados por um bloco, que é a base onde estão alojados os diversos componentes que em conjunto formam o motor.

A refrigeração pode ser a água, a mais amplamente usada, ou a ar, geralmente usada em motores de menor porte. A potência é usualmente de 1CV a 20.000 CV, podendo ser maior em motores especiais e o número de cilindros é usualmente de um a quinze, podendo ter mais cilindros em motores especiais.

A figura 1.1 ilustra o corte de um motor ICO refrigerado a água mostrando o bloco e os componentes principais:

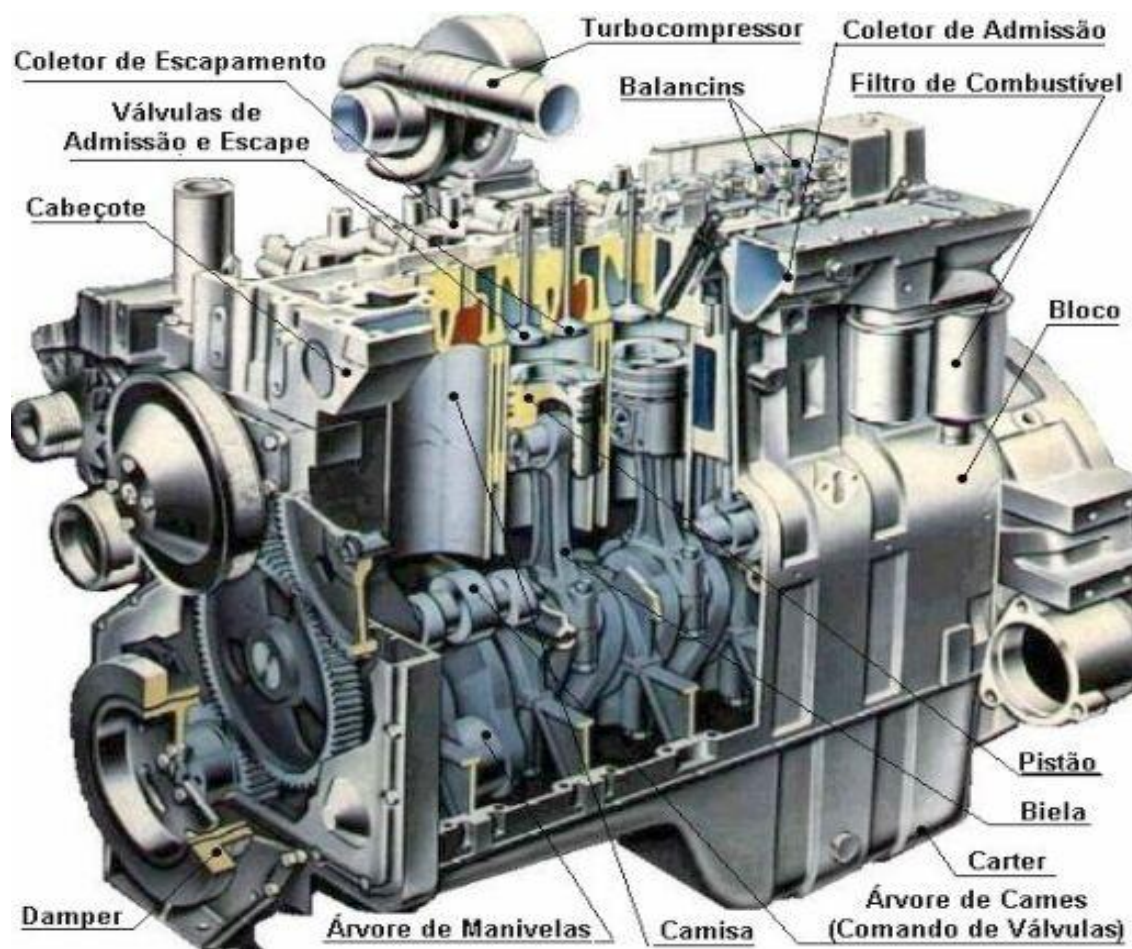


Figura 1.1 – Motor ICO de seis cilindros, com componentes principais.
Fonte: Júnior (2005)

A figura 1.2, ilustra um motor diesel de quatro cilindros, refrigerador a ar, com a captação de ar e a ventoinha (elemento que promove a circulação forçada do ar) mostrada na metade superior da frente do motor:

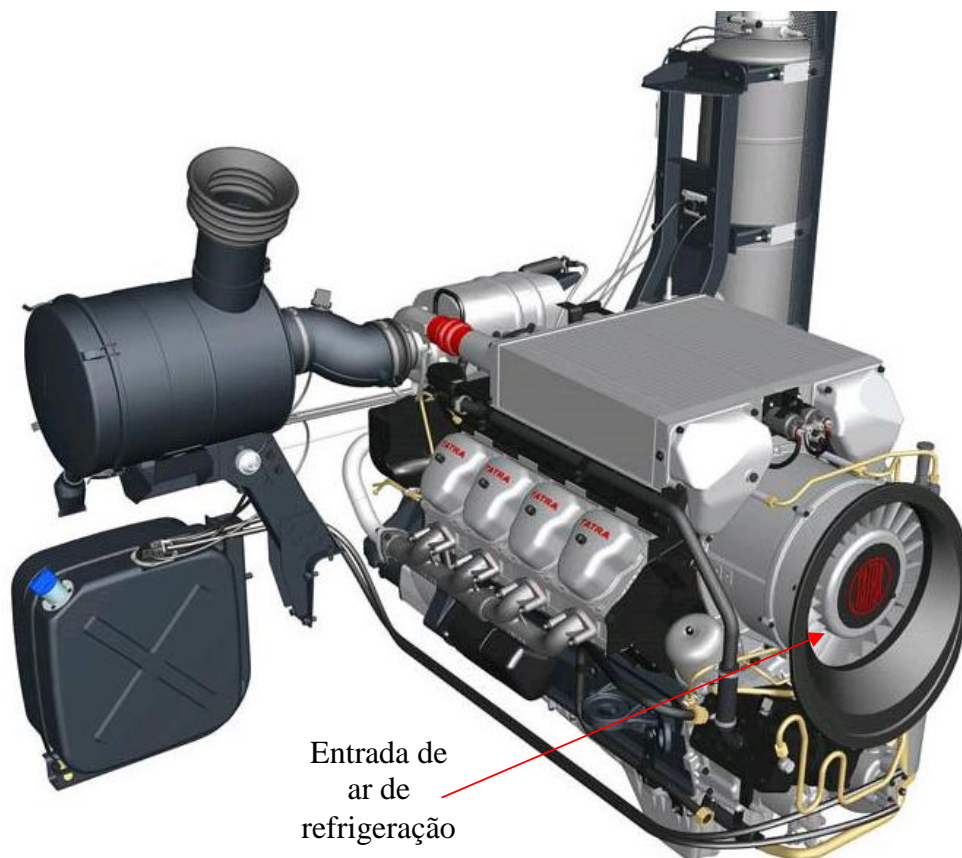


Figura 1.2 – Motor ICO de quatro cilindros, refrigerado a ar.

Fonte: <http://cripplerooster.blogspot.com.br/2011/07/motores-diesel-refrigerados-ar-uma-boa.html>

Conforme figura 1.1, nos motores ICO, o bloco do motor é o componente que contém um ou mais cilindros, o apoio de mancais, as “jaquetas d’água” que se situam entre os cilindros (ou camisas) por onde circula água para refrigeração do motor, sendo a base onde todos os demais componentes e sistemas que formam o motor estão alojados ou juntos.

No fundo do bloco existe a tampa do cárter que abriga a bomba de óleo e o óleo lubrificante.

Em cada cilindro há um êmbolo móvel (pistão) que se desloca dentro do cilindro o qual é dotado de anéis de segmento para assegurar a vedação quando o combustível é queimado e ocorre a expansão do êmbolo. Cada êmbolo é conectado a uma biela através de um pino a qual se conecta a árvore de manivelas (virabrequim) que se apoia em mancais. O virabrequim é o eixo principal do motor.

As “paredes d’água” (ou camisas d’água) que circundam os cilindros são espaços internos no bloco do motor e externos as paredes dos cilindros, por onde a água de

refrigeração circula. Tem por finalidade retirar calor do cilindro para manter a temperatura do motor em uma faixa adequada de operação. A água entra no bloco a temperatura ambiente e sai aquecida, cuja circulação é promovida por uma bomba hidráulica presa junto do bloco, a qual é acionada pelo eixo principal do motor (conexão geralmente por correia). A energia térmica ganha pela água pode ser utilizada em algum aproveitamento posterior, como aquecimento de estufas, aquecimento de plataformas para alimentação ou outra aplicação.

A parte inferior do cilindro é formada pela superfície superior do êmbolo móvel e a parte superior do cilindro é formada por outro componente que é o cabeçote o qual vai parafusado na superfície plana superior do bloco.

No cabeçote existem algumas peças móveis, como válvulas e balancins, as quais permitem a entrada de ar aspirado para dentro do cilindro, a saída dos gases de escape para atmosfera, ou a vedação do cilindro conforme a etapa do ciclo mecânico do motor. Para este fim, o cabeçote é dotado de aberturas internas entre a porta de admissão e a de escape e as respectivas válvulas, por onde respectivamente, o ar é admitido no cilindro desde a atmosfera e os gases de escape expulsos do cilindro para a atmosfera. A mistura gasosa no escape do motor é importante por ser outra fonte de calor a qual pode ser aproveitada como fonte de energia em algum outro sistema, como aquecimento ou em um sistema de refrigeração por absorção para produzir frio.

O cabeçote possui também canais de refrigeração, por onde circula água que de forma similar ao bloco, mantém a temperatura dentro dos valores de funcionamento do motor.

No cabeçote vai ainda, o bico injetor que é o componente por onde o combustível, óleo diesel, é injetado para dentro do cilindro.

Em motores refrigerados a ar, ao invés de canais de refrigeração, tanto o cabeçote como o bloco do motor possuem aletas, as quais têm por finalidade aumentar as áreas de trocas térmicas no cabeçote e no bloco, promovendo assim o arrefecimento e o controle da temperatura nas partes internas do motor.

A figura 1.3, ilustra um motor alternativo refrigerado a ar através do uso de aletas:



Figura 1.3 – Motor alternativo refrigerado a ar através do uso de aletas no cabeçote e no bloco.
Fonte: Santos (2004)

A figura 1.4 ilustra o corte de um motor Diesel refrigerado a água, mostrando parte do bloco com o pistão montado, os anéis, o cabeçote com a válvula e o bico injetor atuando:

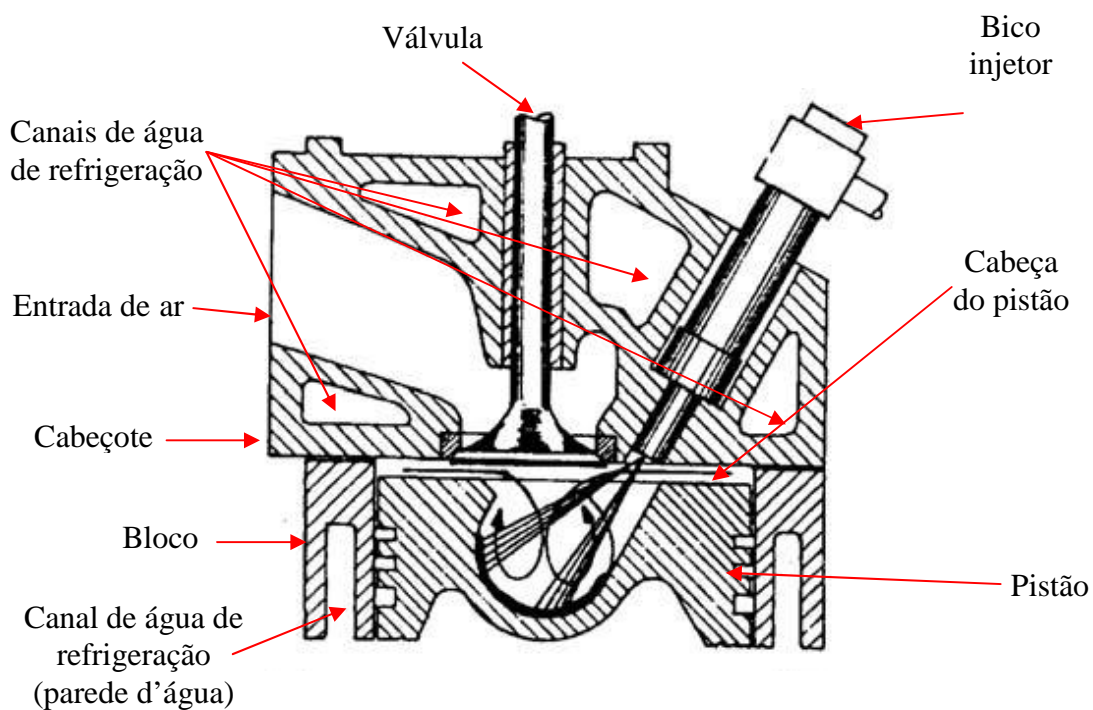


Figura 1.4 – Corte da parte superior de um motor ICO refrigerado a água.
Fonte: Santos (2004)

As válvulas são elementos móveis do cabeçote que se deslocam em guias. Conforme a necessidade de abertura ou fechamento das válvulas, um eixo de excêntricos conectado ao virabrequim do motor, atua sobre os tuchos, os quais por sua vez vão acionar os balancins que por sua vez vão abrir as válvulas e permitir que ou ar adentre o cilindro ou que gases de escape sejam expulsos do cilindro, conforme a necessidade no ciclo. O fechamento da válvula se dá quando o balancin não exerce mais força e as molas montadas concentricamente as válvulas atuam forçando a posição de fechamento.

A figura 1.5 ilustra o sistema de acionamento das válvulas de um motor:

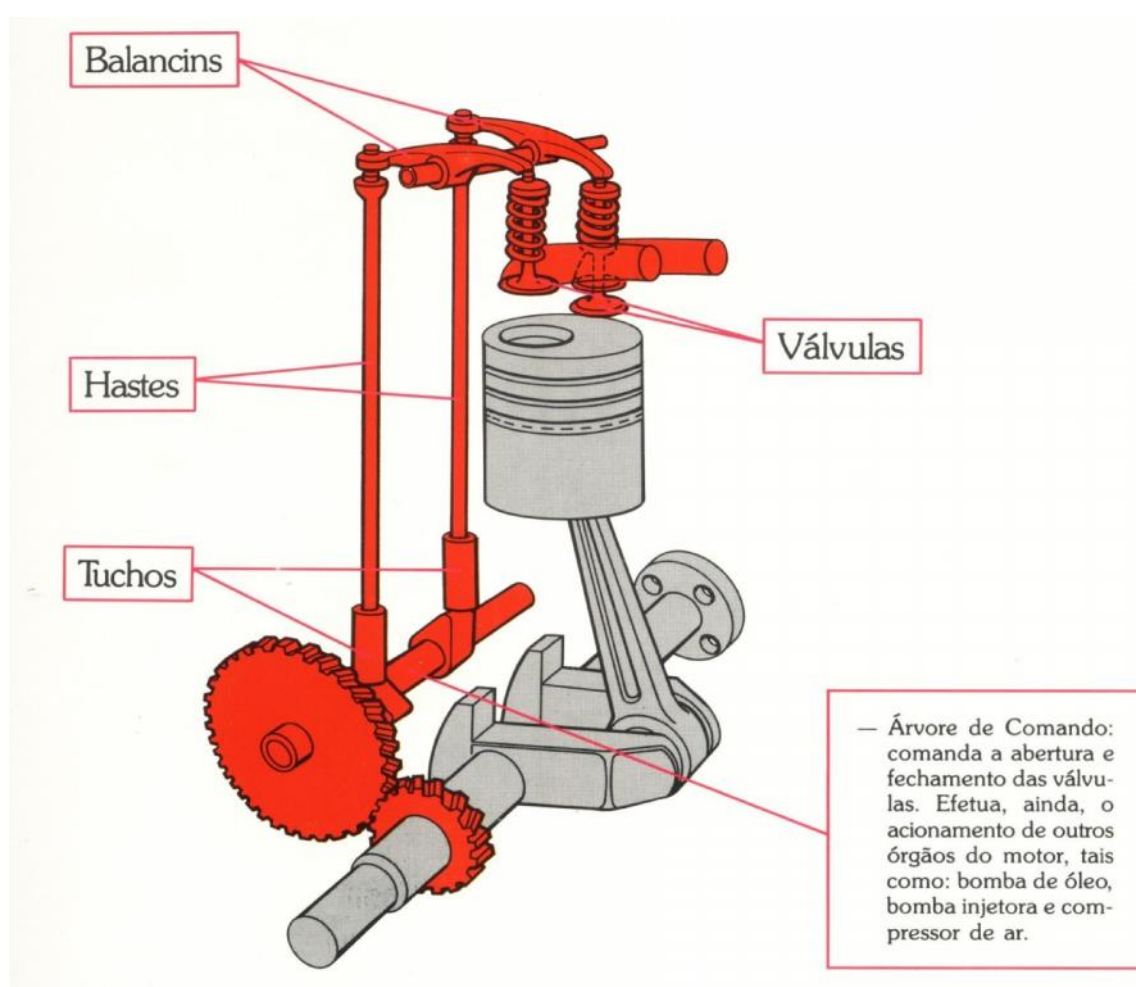


Figura 1.5 – Sistema de válvulas em um motor ICO.
Fonte: Santos (2004)

Alguns conceitos complementares necessários para a compreensão do funcionamento de um motor diesel são os seguintes:

- Ponto Morto Superior (PMS) – é o ponto mais elevado que atinge o êmbolo, no movimento dentro do cilindro;
- Ponto Morto Inferior (PMI) – é o ponto mínimo que atinge o êmbolo, no movimento dentro do cilindro;
- Curso do êmbolo – é a diferença entre os valores do PMS e do PMI;
- Diâmetro do cilindro – é o diâmetro do círculo que surge na secção ortogonal em relação ao eixo do cilindro;
- Cilindrada – é o volume do cilindro compreendido entre o PMS e o PMI;
- Cilindrada total – é o volume do total de cilindros que tem o motor. É o resultado da multiplicação da cilindrada pelo número de cilindros;
- Volume da câmara de combustão – é o volume do cilindro quando o êmbolo está na posição de PMS;
- Razão de compressão – é a relação entre a cilindrada e o volume da câmara de combustão, e
- Etapa do ciclo mecânico – é cada um dos tempos pela qual passa o motor, da admissão de ar a exaustão dos gases de escape.

O motor pode ser de quatro tempos e de dois tempos conforme o número de etapas necessárias para o cilindro completar um ciclo mecânico no motor. No motor de quatro tempos, a cada duas voltas do virabrequim o motor produz trabalho no eixo, pois a cada meia volta é um tempo que o motor necessita para fechar o ciclo mecânico que nesse caso necessita de quatro tempos para operar.

O motor de dois tempos é construído de forma tal, que a cada volta do virabrequim, o motor produz trabalho no eixo.

Neste trabalho, o tipo de motor a ser utilizado é de quatro tempos, razão pela qual somente este tipo de motor está adiante detalhado.

A figura 1.6 ilustra o ciclo mecânico de um motor de quatro tempos:

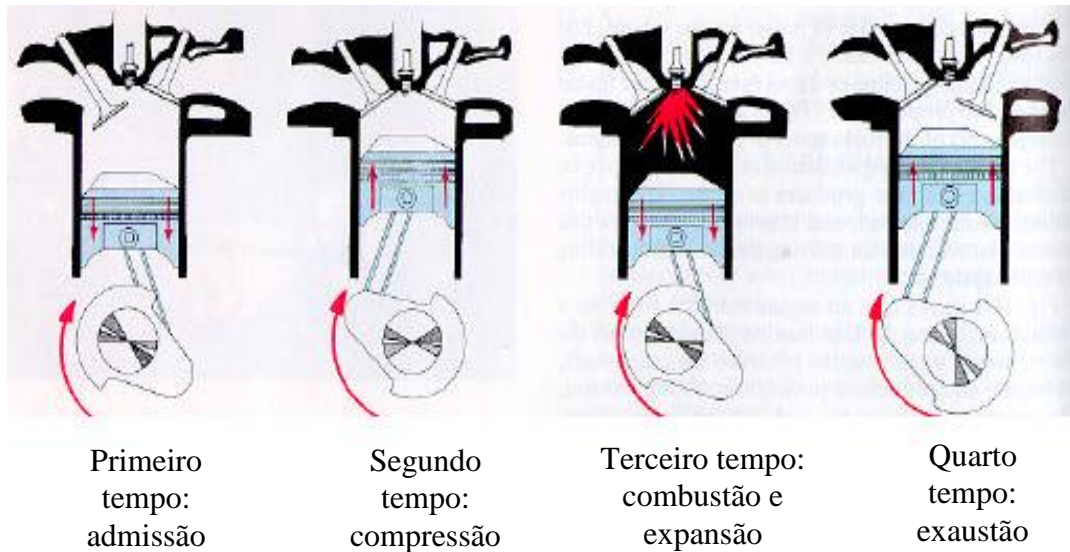


Figura 1.6 – Etapas (tempos) de um motor de quatro tempos
Fonte – Santos (2004)

As etapas (tempos) de um motor de quatro tempos são os seguintes, conforme figura 1.6:

- 1º. tempo – admissão apenas de ar para dentro do cilindro, com a válvula de admissão aberta, a válvula de escape fechada e o êmbolo saindo do PMS e indo até o PMI;
- 2º. tempo - o ar é comprimido quando o êmbolo caminha desde o PMI até o PMS, com ambas as válvulas fechadas;
- 3º. tempo - inicia quando o êmbolo parte do PMS e caminha para o PMI, forçado a fazer este movimento pela expansão dos gases quentes produzidos da combustão que estão a alta pressão e temperatura, devido a queima do combustível, com as válvulas ainda fechadas, e
- 4º. tempo - com a válvula de escape aberta e a de admissão fechada e o êmbolo caminhando novamente desde o PMI ao PMS, ocorre a exaustão dos gases produzidos da combustão para a atmosfera, conduzidos pelo sistema de escape do motor.

O funcionamento do motor ciclo diesel, conforme figura 1.6 é na seguinte sequência: com a válvula de escape fechada e a de admissão aberta o ar é admitido pelo coletor de

admissão e vai até o cilindro, quando o êmbolo se desloca do PMS ao PMI (primeiro tempo). No cilindro, com as válvulas de admissão e escape fechadas, o ar é comprimido pelo movimento de subida do embolo no cilindro, do PMI até o PMS, elevando a temperatura e a pressão do ar (segundo tempo). Quando o êmbolo atinge determinado ponto em sua trajetória, logo antes do (PMS), o combustível começa a ser injetado na forma de um fino pulverizado e como a pressão e a temperatura estão elevadas, o combustível na presença de ar que é o comburente, queima. Com a queima do combustível, a temperatura e a pressão dos gases no cilindro se elevam ainda mais provocando a expansão dos gases queimados com o consequente deslocamento do êmbolo na direção do PMI, sendo esta a etapa (tempo) que fornece trabalho mecânico no ciclo motor (terceiro tempo). Caminhando novamente para o PMS, com a válvula de escape aberta e a de admissão fechada, o êmbolo retira do cilindro os gases queimados (quarto tempo). Ao êmbolo atingir novamente o PMS, se reinicia o ciclo mecânico do motor.

Alguns dos sistemas auxiliares adicionais necessários para o funcionamento do motor diesel estão referenciados a seguir:

- O sistema de arrefecimento o qual é formado por uma bomba d'água acionada pelo eixo principal do motor (virabrequim), que faz circular água pelo bloco (jaquetas d'água) e cabeçote (canais de circulação), recolhendo parte do calor produzido nos cilindros devido à combustão e ao atrito e encaminha a água aquecida para um trocador de calor (radiador ou recuperador de calor) para esfriamento e retorno com menor temperatura para o motor;
- O sistema de partida o qual é formado por um motor elétrico, ou um motor a ar comprimido ou ainda um motor hidráulico, acionado respectivamente por uma bateria, um compressor carregado de ar ou uma central hidráulica acionada eletricamente. O sistema de partida dá um giro inicial para a partida do motor e posteriormente é desacoplado, passando o motor a funcionar pela queima do combustível;
- O sistema de lubrificação é todo interno ao motor diesel e é formado por uma bomba acionada pelo eixo principal do motor, que faz o óleo lubrificante circular por canais de lubrificação que existem por dentro do virabrequim para lubrificar o contato com as bronzinas de biela e de mancais fixos, e por dentro do bloco até chegar ao cabeçote, para lubrificação das válvulas balancins e tuchos. No fundo

do motor, parafusado no bloco, vai a tampa do cárter, a qual abriga externamente ao fundo o motor, e onde fica o óleo lubrificante com a bomba de óleo;

- O sistema de alimentação de combustível é formado por um conjunto de bombas de pistão, uma para cada cilindro, que são acionadas pelo virabrequim do motor e promovem a injeção do combustível na câmara de combustão pouco antes que o êmbolo atinja o PMS no cilindro;
- O sistema de escape de gases da combustão é formado por um coletor de escape conectado ao cabeçote do motor na entrada e a tubos na saída e que encaminha os produtos da combustão para uso posterior no sistema onde está instalado, ou para a atmosfera;
- O sistema de admissão de ar é formado por um coletor admissão, que está conectado ao cabeçote do motor, o qual encaminha o ar aspirado para os cilindros, entrando por aberturas nos blocos e passando pela válvula de admissão. Na entrada do sistema de admissão, existe sempre um filtro, cuja finalidade é reter impurezas, como pó, para não entrarem nos cilindros do motor;
- Sistema de controle de velocidade do motor (“speed governor”); e
- Turbo compressor e resfriador intermediário do ar na admissão.

1.4 RESUMO DO PROCESSO DE OBTENÇÃO DE BIODIESEL E BIOGÁS A PARTIR DE MICROALGAS

A figura 1.7 ilustra de forma resumida o processo de obtenção de biodiesel e biogás a partir de microalgas.

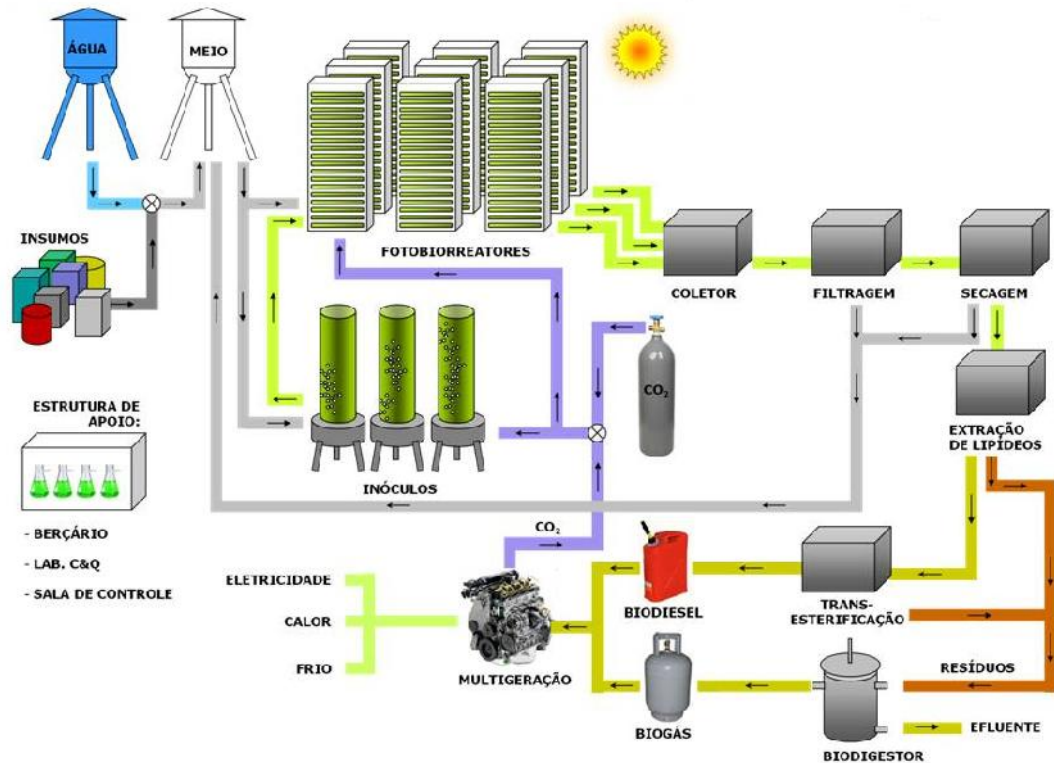


Figura 1.7 – Sistema de obtenção de biodiesel e biogás a partir de microalgas

Conforme figura 1.7, no fotobiorreator com água e exposição a luz solar, que é uma espécie de estrutura metálica com tubos transparentes onde as algas se reproduzem, as algas são coletadas e prensadas para extração de lipídeos, os quais vão posteriormente passar pelo processo de transesterificação e produzir o biodiesel. Os resíduos das microalgas espremidas vão para um biodigestor para a produção de biogás. Para a produção, é necessária uma retroalimentação de inóculos, que faz com que a produção de algas dentro dos fotobiorreatores seja aproximadamente constante.

1.5 ORGANIZAÇÃO DA TESE

Esta Tese está organizada de acordo com a ordem das seguintes seções:

- Seção 1 - contextualiza a Tese, apresenta a definição, um breve histórico, os componentes principais e o funcionamento de motores diesel e um resumo do processo de obtenção de biodiesel e biogás a partir de microalgas.

- Seção 2 - apresenta uma revisão de literatura, que enfoca os trabalhos mais relevantes no assunto motores ICO elucidando os resultados, a conclusão obtida em cada trabalho, onde cada obra citada possa interessar ou interagir no presente trabalho e onde o trabalho analisado não aborda deixando lacunas, ou onde o trabalho analisado tem desvantagens operacionais. Apresenta ainda um resumo de tópicos que a literatura não abordou, ou com pouca pesquisa (desafios a serem vencidos), os aspectos gerais percebidos na literatura e os objetivos gerais e específicos desta Tese.
- Seção 3 - apresenta a metodologia usada na Tese com o modelo matemático para motores ICO que foi desenvolvido considerando os transientes de volume, pressão e temperatura que podem ser determinados a cada instante. Aborda ainda como calcular parâmetros funcionais de motores, como rendimentos, pressão média efetiva, pressão média indicada, perdas por atrito entre outros e potência e torque efetivos.
- Seção 4 - apresenta aplicação do modelo matemático em dados de motores reais, verificando os resultados pela comparação entre o resultado obtido pelo modelo e o resultado real ajustando o modelo e validando pela aplicação a motores reais cujos dados foram publicados, em trabalhos acadêmicos e curvas de fabricantes. Apresenta ainda, simulações realizadas com o modelo, pela variação de parâmetros geométricos do motor e pelo uso de misturas combustíveis de diesel, biodiesel e biogás.
- Seção 5 - apresenta as conclusões da Tese e as sugestões para trabalhos futuros.
- Referências - apresenta as referências bibliográficas.
- Apêndice 1 - tabelas de ajuste e validação do modelo em motores reais e tabelas com as simulações geométricas e de combustíveis.
- Apêndice 2 - dados e curvas características de motores.

2 REVISÃO DE BIBLIOGRAFIA E OBJETIVOS DA TESE

2.1 REVISÃO DE BIBLIOGRAFIA

A seguir apresenta-se um resumo bibliográfico de alguns trabalhos, onde foram estudados temas ligados a motores ICO, como a modelagem matemática de motores ICO, combustão nestes motores, motores ICO funcionando com outros combustíveis, ou misturas de diesel com outros combustíveis e que de alguma forma estão relacionados aos objetivos do presente trabalho, ou que contribuíram para o desenvolvimento do presente trabalho. Existe uma vasta bibliografia no assunto “motores ICO”, e na escolha das referências aqui citadas, procurou-se selecionar temas que estejam correlacionados com o tema de presente Tese, enfocando aspectos principais como modelagem matemática das etapas do ciclo do motor, modelagem específica da combustão, modelagem específica das trocas térmicas realizadas pelo motor e funcionamento de motores com combustíveis alternativos.

As modelagens apresentadas nas referências bibliográficas variam conforme o enfoque que o autor quer dar, sendo a maioria específica, focada em um tema como, por exemplo, combustão, ou troca de calor nas paredes do cilindro. Existem também modelagens abrangentes que abordam todas as etapas do ciclo mecânico do motor, sem uma profundidade maior, porém abordando o enfoque desejado de maneira ampla.

Um exemplo da primeira situação acima caracterizada é a abordagem da combustão, que pode ser em uma zona de queima, duas zonas de queima ou várias zonas de queima distintas. Além dessa consideração, o modelo da combustão pode ser definido geometricamente, como por exemplo, uma frente de chama esférica em que o centro é o centro do cilindro no cabeçote do motor.

Outra forma de diferença de modelagem em motores alternativos é referente a considerar todos os cilindros do motor iguais, recebendo a mesma quantidade de ar e combustível e assumindo que a combustão é idêntica em todos, ou considerar as possíveis diferenças de cilindro para cilindro e realizar a análise desejada considerando as particularidades de cada cilindro do motor.

Um exemplo da segunda situação anteriormente caracterizada é a modelagem matemática de todas as etapas do ciclo do motor, com detalhamento maior de alguma das etapas do ciclo do motor como, por exemplo, a combustão, ou mesmo, sem uma abordagem mais detalhada, para alguma das etapas do ciclo mecânico do motor.

Optou-se nesta Tese, por subdividir os trabalhos consultados, segundo o enfoque principal dado.

Dentre vários trabalhos consultados, destacaram-se os seguintes:

a) Motores ICO em cogeração e trigerção.

Abusoglu e Kanoglu (2007) desenvolveram a análise exergetica e termoeconômica de um sistema de cogeração funcionando em regime permanente com faixa de potência de 25 MW, que produz eletricidade com um gerador acoplado ao eixo de um motor diesel turbo alimentado e com resfriador de ar (intercooler) e calor pelo aproveitamento da energia térmica contida nos gases de escape do motor, a qual é aproveitada no processo fabril onde o sistema está instalado. O trabalho foi desenvolvido em duas partes: a primeira é um modelo matemático e a segunda a comprovação do modelo. Primeiramente, desenvolveram uma análise energética para subsidiar os dados para análise exergetica, a qual indicou pontos onde ocorrerem perdas de disponibilidade e serviu como dados para análise termoeconômica que calculou os custos dessas perdas. O desempenho do sistema montado se mostrou superior em relação ao uso do motor gerando eletricidade isoladamente. A metodologia usada na análise termoeconômica, foi a “specific exergy costing method (SPECOC)”. Trabalho semelhante foi realizado por Balli et al. (2010), com a análise energética, exergetica e termoeconômica de um sistema de trigerção na faixa de potência de 6,5 MW, com produção de eletricidade, frio e calor, baseado em um motor ICO, com resultados semelhantes aos obtidos por Abusoglu e Kanoglu (2007). Devido a finalidade de uso dos equipamentos, a modelagem energética desenvolvida pelos autores nos dois trabalhos é para regime permanente e não ilustra os transientes de volume, temperatura e pressão no funcionamento do motor ICO.

Katri et al. (2010) projetaram um sistema de trigerção com motor de combustão interna ciclo diesel e realizou investigação experimental para avaliar a performance e emissões com o motor trabalhando em geração simples e em trigerção. A conclusão a que chegaram comparando os dois testes, foi de que a eficiência líquida do sistema em trigerção alcançou 82,6 % com o motor a plena carga, em contraste com a eficiência em geração simples que alcançou somente 33,7%, e que a emissão de CO₂ com o sistema em trigerção foi de 0,1211 kg de CO₂ kW h⁻¹ enquanto alcançou 0,308 kg de CO₂ kW h⁻¹ trabalhando em geração simples com o motor a plena carga. O teste confirma a economia de energia com sistemas de trigerção, a adequabilidade do sistema para ser usada em locais remotos, dada a elevada disponibilidade funcional de motores diesel e a possibilidade para reduzir emissões no corpo de ar usando trigerção. O trabalho não contempla, entretanto, o uso de combustíveis

alternativos, o que em determinadas situações, inclusive se tratando de uso em locais remotos, onde nem sempre se dispõe de diesel como combustível, é uma alternativa promissora.

Minciuc et al. (2003), procederam à análise termodinâmica comparativa simulada de um sistema de trigerção, baseado ou em motores de combustão interna ou em turbinas a gás, alimentados por gás natural e produzindo frio com uma máquina de absorção. A análise termodinâmica é executada pelo ponto de vista estritamente termodinâmico (sem considerações de ordem econômica) onde foram estabelecidos limites para a eficiência energética do sistema. Foi estudada neste trabalho ainda, a interdependência entre critérios técnicos para se encontrar o rendimento energético focando em determinados valores para os produtos encontrados de acordo com prioridades pré-estabelecidas para produção de maior energia de eixo ou mais calor e realizado um estudo de caso com trigerção baseada em turbina a gás, onde pela variação dos produtos gerados, os critérios de eficiência são claramente discutidos e depois aplicados. É um trabalho de complexidade matemática, elevado tempo computacional e não aborda o uso de combustíveis alternativos.

Temir e Bilge (2003) procederam à análise exérgica e termoeconômica de um sistema de trigerção, o qual produzia energia elétrica a partir de um gerador acoplado a um motor alternativo alimentado a gás natural e onde um sistema de absorção para produção de frio usou como fonte de energia o calor residual dos gases de escape do motor. A água de refrigeração foi usada para aquecimento de ambiente. Destacaram-se neste trabalho as conclusões que o método de análise termoeconômica utilizado permitiu tirar, dando balizamento sobre os valores dos parâmetros experimentais a serem utilizados nos ensaios sobre os conjuntos de equipamentos a serem simulados. Os resultados obtidos são interessantes ainda, do ponto de vista de otimização experimental, pois os autores demonstram quais parâmetros experimentais (termodinâmicos) são os mais influentes e devem ser controlados para que o sistema trabalhe mais eficientemente. Não aborda os transientes de pressão e temperatura no motor, fornecendo resultados para análises em regime permanente. Não aborda ainda, a possibilidade de uso de combustíveis alternativos.

b) Simulação e projeto de motores ICO.

Al Baghdadi (2004), desenvolveu um modelo computacional para simular o comportamento de motores (ICE) alimentados por gasolina, etanol, hidrogênio e misturas desses combustíveis. Usou um modelo simples na modelagem do motor, mas complexo com duas zonas de combustão (região com queima e região sem queima) nesta etapa. O modelo foi testado experimentalmente e os resultados da simulação se mostraram com boa aproximação

aos resultados reais. O resultado mais expressivo do trabalho foi a possibilidade de se verificar pela simulação não só o funcionamento do motor, como as emissões ao corpo de ar que pode produzir. É um trabalho que dispense tempo computacional elevado para produzir resultados, devido a complexa modelagem da combustão.

Duarte et al. (1994) desenvolveram um modelo para motores de combustão interna, empregando equações da lei de conservação de energia e equação de estado para gases ideais. A combustão foi modelada usando o princípio de conservação de energia em uma frente de chama, com a velocidade de propagação da chama modelada pela lei de Wiebe, conforme detalhado em Heywood (1988). O modelo é simples, porém é completo e aborda todas as etapas do ciclo mecânico de um motor de quatro tempos, incluindo uma modelagem mais sofisticada na etapa de combustão. Não é, entretanto, um modelo indicado para análise de combustíveis alternativos.

Giakoumis e Andritsakis (2007) estudaram onde estão presentes irreversibilidades em motores ICO apresentando um trabalho com a simulação de um motor diesel operando em condições transientes, onde pela aplicação da primeira e da segunda lei da termodinâmica apontam que as maiores irreversibilidades estão presentes na combustão, nos coletores, no pós resfriador e no turbo compressor de motores ICO turbo alimentados com resfriador de ar. Esse trabalho foi elaborado de forma a dar resultados com abordagem “no cilindro” determinando os valores instantâneos de pressão, temperatura volume e massa de mistura gasosa dentro do cilindro a cada instante no tempo e pela análise exergética aponta onde a energia útil é desperdiçada. Aborda matematicamente o atrito em motores diesel de forma diferente da abordagem em Heywood (1988), além de considerar separadamente nas perdas o trabalho de bombeamento de combustível. Concluem que as irreversibilidades presentes em estado transiente são diferentes daquelas em regime permanente, mas que na combustão está a maior fonte de irreversibilidades do motor. É um trabalho de apreciável complexidade matemática e requer também bom aparato experimental para verificação, sendo ainda de elevada complexidade computacional.

Gogoi e Baruah (2010) elaboraram um modelo que simula o ciclo de motores ICO, alimentados por diesel e misturas de diesel com biodiesel. O modelo aborda cada etapa do ciclo mecânico de motores ICO, com a combustão modelada em uma zona de combustão e com uma abordagem detalhada do atrito produzido em motores ICO em todas as partes móveis do motor, como anéis, mancais e bielas. Comparado a resultados reais, o modelo apresentou boa aproximação e foi validado. Pela complexidade matemática e nível de

aprofundamento em cálculos, é um modelo complexo, de difícil manuseio e que requer elevado tempo computacional.

Lebevedas et al. (2011), elaboraram trabalho que orienta análises paramétricas complexas de processos internos ao cilindro e carga térmica em pistões de motores diesel. A aplicação do método na pesquisa e conceituação do projeto do motor permite escolher uma combinação ótima de parâmetros que estão relacionados com o funcionamento do pistão em motores ICO e o controle de carga do motor. O resultado conjunto é um nível admissível de tensão térmica no cilindro aliado ao menor consumo de combustível. O modelo foi validado em motores comerciais de pequeno porte das marcas CHN e BMD. Trata-se de um trabalho focado no que acontece dentro do cilindro, com elevada complexidade matemática e computacional.

No “Los Alamos National Laboratory” - (LANL) (1982) foi desenvolvido o código computacional KIVA, que é um aplicativo dentro da linguagem Fortran baseado em Dinâmica dos Fluidos Computacional, o qual pode simular complexos fluxos de ar e combustível, como também, o comportamento dos gases na ignição, na combustão e no processo de formação de gases poluentes em motores. O KIVA é muito usado para compreensão dos processos físico/químicos da combustão como autoignição de combustíveis. É um aplicativo que pode ser usado em motores ICE ou ICO. A General Motors, por exemplo, usou o KIVA para desenvolver motores a gasolina com injeção direta e a Cummins reduziu o tempo de desenvolvimento e o custo em 10 a 15% para desenvolver o motor diesel ISB6.7-L, o qual é considerado nos dias de hoje como referência em termos de baixa poluição (CO, NOx) ao corpo de ar. O KIVA é um código tridimensional com a máxima adequação para analisar fluxos de reagente químicos no interior do cilindro, usando o método de volumes finitos. A parte de ser uma excelente ferramenta computacional para desenvolvimento de motores o código por apresentar dependência espacial tridimensional resulta em tempos computacionais elevados mesmo para simulações de poucas configurações alternativas. Portanto, entende-se que não é ferramenta mais adequada para a proposta de controle e otimização, onde um grande número de configurações alternativas precisem ser testadas e comparadas com baixo tempo computacional.

Medica et al. (2009), elaboraram um modelo matemático para simulação computacional de propulsão naval por motor diesel. O modelo é aplicado na análise em regime permanente e em regime transiente de um motor diesel turbo-alimentado de baixa rotação. Atenção especial foi dada para uso em situações severas, quanto à estabilidade e disponibilidade. Os resultados encontrados balizam os limites para operação segura,

particularmente para motores com turbo-alimentação, acusando nas simulações, onde ocorrem condições perigosas de uso. Trata-se de um trabalho em situação específica de funcionamento de motores diesel, com complexidade no modelo matemático e que requer aparato computacional mais complexo, e que vai necessitar de mais tempo de processamento computacional comparado a modelagens mais simples.

Rakopoulos e Giakoumis (1996) elaboraram uma análise operacional de um motor ICO de injeção indireta em condições transientes de operação devido a variação na solicitação de potência imposta ao motor. A modelagem do estudo foi realizada em submodelos, todos pelas leis de conservação de massa e energia. Os principais submodelos considerados são o sistema de injeção de combustível, a combustão, a transferência de calor (onde foi usado o modelo de Anannd (Anannd and Ma (1970/1971))), os atritos mecânicos, as formas de inércias dos componentes do motor e o governador (sistema que controla a injeção de combustível). O enfoque neste trabalho foi para o que ocorre em cada submodelo na situação de transiência, e o efeito final sobre todo o motor causado pelo efeito em cada submodelo. A subdivisão em submodelos propiciou resultados objetivos e apontou no funcionamento do motor em qual submodelo cada efeito era observado. O modelo foi validado experimentalmente permitindo se conhecer no funcionamento os efeitos que as variações de carga impunham sobre os parâmetros de operação. É um trabalho abrangente, mas complexo, com modelagem matemática de elevado nível e que vai dispende elevado tempo computacional para ser processado.

Rakopoulos et al. (1998) executaram trabalho semelhante onde foi estudado um motor multi-cilindro, com análise no cilindro do comportamento dos parâmetros pressão, temperatura, massa e volume instantâneos, executado para cada cilindro de forma individual. Além dos resultados obtidos no trabalho por Rakopoulos (1996) aqui o modelo foi desenvolvido prevendo também as condições para formação de fumaça. O modelo foi validado experimentalmente dando resultados bem próximos aos valores reais constatados pela experimentação.

Rakopoulos e Giakoumis (2004) continuaram a linha dos trabalhos anteriores, analisando o efeito que cada parâmetro exercia sobre o funcionamento de um motor diesel turbo alimentado, tendo por base a subdivisão do trabalho de 1998 em subsistemas e efetuando várias simulações sobre o modelo desenvolvido e comprovando experimentalmente. Neste trabalho percebe-se claramente uma tendência a parametrização dos valores obtidos para estabelecer tendências quanto ao comportamento de motores ICO em

determinadas situações analisadas, as quais abrangeram a maior faixa de operação dos motores ICO. É um trabalho de elevada complexidade matemática e computacional.

Na continuidade, Rakopoulos e Giakoumis (2004) desenvolveram um trabalho computacional para estudar o desempenho exergético de um motor diesel turbo-alimentado em condições transientes de carga. O modelo desenvolvido é ‘multi-cilindro’, elaborado de tal forma que a simulação é conduzida em cada cilindro do motor, com suas particularidades e analisa também a fricção nas partes mecânicas e bombeamento para cada cilindro, de forma semelhante ao trabalho de 1998, mas considerando agora a segunda lei da termodinâmica. Nessa mesma linha, Rakopoulos e Giakoumis (2005), realizaram uma análise comparativa de primeira e segunda lei da termodinâmica de um motor diesel em condições transientes de carga. Aqui se percebe a continuação da parametrização indicada no trabalho de experimentação (parágrafo anterior), com inclusão do comportamento dos parâmetros exergéticos. Como no anterior, trata-se um trabalho de elevada complexidade matemática e computacional.

Ramachandran (2009) elaborou um modelo para motores ICE semelhante ao modelo para motores ICO desenvolvido no presente trabalho. Trata-se da modelagem termodinâmica para motores ICE que permite simular o comportamento desses motores com combustíveis alternativos, ou genericamente, com combustíveis que tem como elementos químicos C, H, O e N. O modelo matemático é desenvolvido pela aplicação dos princípios de conservação da massa e da energia e permite conhecer os valores instantâneos de pressão e temperatura. Na parte referente a combustão, o modelo usa de cinética química através do cálculo das constantes de equilíbrio o que permite modelar qualquer reação de combustão com combustíveis que tenham na composição os quatro elementos químicos acima apontados. A proposta do autor foi chegar num modelo simples, preciso e de fácil simulação computacional. O modelo foi validado num motor monocilíndrico usando etanol operando a 2000 rpm com os valores de pressão e temperatura instantâneas, trabalho efetivo e transferência de calor ao meio obtidos pelo modelo, apresentado boa aproximação com os valores reais de funcionamento do motor com combustível original. É ainda, uma ferramenta que permite uma análise preliminar de uma grande variedade de combustíveis líquidos e gasosos. É um trabalho abrangente, mas não contempla a modelagem de motores ICO que são largamente usados em todo o mundo.

Sanjay (2009) elaborou um modelo termodinâmico codificado em linguagem C ++ que permitiu realizar a análise energética e exergética simulada de um ciclo combinado Brayton-Diesel. A modelagem é abrangente e simples, sem enfoques aprofundados em

tópicos como combustão ou emissões de gases e foi elaborada usando os princípios de conservação da massa e da conservação de energia. Na configuração da simulação, como é a turbina a gás através de uma extração no compressor que fornece ar aos cilindros do motor diesel, o qual passa antes por um resfriador de ar, e como a descarga do motor diesel está acoplada diretamente na turbina a gás, esse arranjo substituiu o turbo compressor usualmente utilizado no motor ICO. Simulações foram realizadas, e os resultados mostraram que de início, até que a turbina principalmente e o motor entrem em regime de operação há mais consumo de combustível com diminuição do trabalho específico disponibilizado pelo sistema, e que aumentando a relação de compressão no compressor da turbina o trabalho específico disponibilizado pelo sistema vai aumentando até um ponto (aproximadamente 775 kJ kg^{-1}) em que começa a cair abruptamente. Concluíram ainda que o aumento da temperatura do ar de entrada no compressor da turbina, para um valor fixo da relação de compressão do compressor da turbina, com limite de pressão de 1000000 N m^{-2} é benéfica com aumento no trabalho específico e queda no consumo específico de combustível. Embora abrangente, é uma abordagem ainda superficial que não permite, por exemplo, conhecer os transientes de pressão e temperatura dentro do motor.

Yasar (2008) elaborou um estudo comparativo entre a primeira e segunda lei da termodinâmica, de um motor diesel turbo-alimentado. O objetivo principal foi investigar o impacto do isolamento térmico sobre os balanços de energia e exergia. Para esse fim o motor foi preparado primeiro com um padrão normal e depois com baixa rejeição de calor para ser analisado termodinamicamente. A análise energética considerou a temperatura do meio refrigerante e a temperatura do meio externo constante, o que caracterizou um estudo em regime permanente. Não foram considerados os efeitos do atrito de forma particular, apenas deduzido intrinsecamente ao se tomar a potência efetiva no eixo do motor. A modelagem matemática usada na parte energética é simples e a validação foi realizada em um motor Ford de 6 cilindros, 5.950 cm^3 de cilindrada total a 1800 rpm apenas variando a carga. Primeiro o motor foi testado como motor padrão e depois revestido internamente para adequação a baixa rejeição de calor na câmara de combustão. Na faixa de operação investigada, as eficiências de segunda lei do motor padrão e do motor com baixa rejeição de calor, variaram de 30 a 70 % para 32 a 75%, respectivamente. A energia disponível nos gases de exaustão do motor com baixa rejeição de calor foi até 12% maior que a do motor padrão. É uma modelagem simples, direta e focada na rejeição de calor que o motor produz, não abordando os transientes de pressão e temperatura ou fatores que afetem esses parâmetros.

c) Motores ICO alimentados por combustíveis alternativos.

Bueno et al. (2011) estudaram a liberação de calor e a performance de um motor ICO alimentado por misturas de óleo de soja e diesel em concentrações desde o uso de diesel puro de 5 em 5% até 30% de óleo de soja presente no diesel. A análise foi empreendida usando um modelo matemático simples para todas as etapas do ciclo mecânico do motor e de um modelo matemático mais sofisticado para determinação do calor liberado na combustão. Para fechar as informações foram usados balanços de energia e exergia no cilindro e os resultados validados em testes dinamométricos, em um motor diesel de injeção direta, 6 cilindros, com 4.200 cm³ de cilindrada total. As conclusões é que os parâmetros mais influentes no desempenho do motor foram a razão de equivalência e a temperatura da combustão. O percentual que produziu melhores resultados foi uma mistura com 10% de óleo de soja em diesel resultando em maior potência efetiva e menor consumo específico. É um trabalho onde na parte da combustão, a modelagem matemática é complexa e assim vai requerer maior tempo computacional para processamento e obtenção de resultados.

Castellanelli (2008) estudou o uso do éster etílico (biodiesel) em motores ICO utilizando-se de um motor ciclo diesel, de injeção direta, com quatro cilindros, sem adaptações, modelo CUMMINS 4BTA 3.9 aspirado (teve o turbo alimentador e o resfriador de ar removidos) normalmente utilizado em caminhões, analisando os desempenhos de torque, potência e consumo específico de combustível. O motor foi acoplado a um dinamômetro e a um sistema de aquisição de dados auxiliares onde foram avaliados os desempenhos de torque efetivo, potência efetiva e consumo específico de combustível para misturas diesel/éster etílico de soja, B2, B5, B10, B20, B50, B75 e B100. O melhor desempenho registrado deu-se com a mistura B20, com a potência máxima para o motor utilizando B20 de 47,3 kW a 2.333 rpm, enquanto a potência máxima com diesel foi 45,8 kW a 2.333 rpm. Embora tenha produzido uma abordagem de qualidade quanto ao uso do biodiesel, não considerou o uso do biogás no trabalho.

Ferreira (2006) elaborou um trabalho sobre uso do gás natural em motores ICO em substituição ao uso de óleo diesel como combustível com uma abordagem simples (muitas hipóteses simplificadoras no modelo). Uma das simplificações em seu trabalho é considerar nas trocas térmicas entre o cilindro e o meio externo somente o calor liberado na combustão usando o modelo proposto por Anannd (Anannd and Ma (1970/1971)). Particularmente interessante, é a abordagem sobre as perdas causadas pelo atrito interno entre as partes do motor. Uma das etapas mais importantes do seu trabalho se refere à comparação do ciclo

termodinâmico do motor estudado com gás natural aspirado e injetado. A abordagem não trata do uso do biodiesel na análise.

Jimenez et al. (2005) estudaram a influência de adicionar etanol ao diesel e a biodiesel no processo de injeção, através de análise numérica. Na parte experimental do trabalho, foi realizada a investigação numérica do comportamento da bomba injetora sobre o fluxo em um cilindro com a mistura de combustíveis em um sistema de injeção sob condições de carga total em diferentes rotações. Os resultados da análise numérica para todos os regimes de operação investigados mostraram que a adição de etanol ao biodiesel e ao diesel reduziu o tempo de injeção e a taxa média de injeção e a pressão máxima de injeção.

Lata e Misra (2007) pesquisaram a substituição do diesel mineral, através de um modelo matemático que permite prever a pressão, o calor líquido disponibilizado, a temperatura média do gás e a eficiência térmica no freio, para motores diesel operando com hidrogênio, gás liquefeito de petróleo (GLP) e misturas desses dois combustíveis, com predominância do GLP. O modelo foi equacionado para calcular a velocidade de propagação da chama, a troca de calor combustão usando a modelagem proposta por Woschni (1967) e usa o balanço de energia para obtenção da energia liberada na combustão entre reagentes e produtos. Enfatizam as características de mistura no spray de combustível, propagação de chama e equilíbrio dos produtos da combustão no processo interno ao cilindro e cujos resultados são comparados com dados experimentais. Foi testado em dois motores diferentes e a conclusão é que houve concordância entre resultados do modelo e resultados experimentais, o que validou o modelo, podendo ser usado para previsão de resultados quanto ao desempenho do motor durante a combustão. O trabalho se caracteriza por complexidade matemática e tempos computacionais elevados.

Lebevedas et al. (2011) realizaram estudo que modela e resolve os problemas de adaptar os modelos matemáticos usados nos cálculos de características operacionais de motores que usam óleo diesel mineral para motores transformados para queimar biocombustíveis. Executa a análise de modelos matemáticos para calcular as principais características técnicas e econômicas de motores ICO, tanto quanto aos parâmetros dos processos no cilindro como a concentração de substâncias tóxicas nos gases de exaustão. A necessidade de ajuste nos algoritmos de cálculo é também abordada. Um programa de computador baseado em modelos termodinâmicos de uma zona de queima é usado na pesquisa. A experimentação com o modelo matemático computacional demonstrou alta precisão para resolver ou simular problemas práticos, com erros máximos de 7%. A

modelagem matemática é de elevada complexidade e requer elevado tempo computacional para processamento.

Machado (2008) investigou parâmetros de desempenho e emissões de exaustão para um motor diesel alimentado com ésteres etílicos de óleo de girassol e de sebo bovino e por uma mistura composta pelo éster etílico de óleo de girassol e pelo metílico de sebo bovino numa proporção volumétrica igual (50,0% + 50,0%). Os ésteres estavam sujeitos ao pré-aquecimento segundo duas faixas de temperaturas, chamadas de T55 (50 a 60°C) e T75 (70 a 80°C), como forma de redução da viscosidade. Os testes foram conduzidos em condições de carga máxima em um motor diesel de quatro cilindros, quatro tempos e de injeção indireta de combustível e utilizando o mesmo motor e os mesmos procedimentos para permitir a comparação dos valores obtidos. Nos ensaios foram obtidos os valores de potência, torque, consumo específico de combustível e gases de exaustão. A análise dos resultados indicou que o nível de pré-aquecimento tem influência sobre o desempenho dos ésteres utilizados com a T55 mostrando melhores valores para torque, potência e consumo específico de combustível. Os melhores resultados do experimento foram obtidos pela mistura contendo 50,0% de éster etílico de girassol e 50% de éster metílico de sebo bovino, na faixa de temperaturas de T55. Os resultados indicam que, pelo uso do biodiesel, emissões prejudiciais (CO, HC e NOx) podem ser reduzidas aos mesmos níveis do B2 através do ajuste apropriado do ponto de avanço da injeção e o pré-aquecimento do combustível. O trabalho embora bem conduzido, não abordou o uso de biogás ou mesmo de gás natural em conjunto com biodiesel.

Maziero et al. (2007), defendem que uso de óleos vegetais tem apresentado grande interesse para a substituição dos combustíveis fósseis. Com o objetivo de avaliar o efeito do uso de óleo bruto de girassol em um motor diesel, estudaram a aplicação desse combustível em um motor MWM D229.3 de 46 kW na sua configuração original. Após seu amaciamento, o motor foi instalado em um trator Valmet 68 e o desempenho mecânico foi determinado com óleo diesel e com óleo bruto de girassol em bancada dinamométrica por meio da tomada de potência. Para conhecer os efeitos de longo prazo do uso do óleo bruto de girassol foi utilizado um teste de funcionamento previsto para 200 horas de operação. Amostras de óleo lubrificante foram analisadas para verificação do desgaste e outros problemas no motor. No teste de desempenho mecânico a potência foi em média de 37,2 kW e de 32,4 kW, enquanto que o consumo específico de combustível foi em média de 252 g kW⁻¹ e 291 g kW⁻¹, respectivamente, para o óleo diesel e o óleo bruto de girassol. O teste de longa duração precisou ser interrompido após cerca de 60 horas, devido a anomalias no funcionamento do motor. O trabalho é interessante mesmo não obtendo mais resultados devido aos problemas no

motor. Uma preparação, ou transformação inicial no motor adaptado ao combustível que iria usar, seria uma opção interessante, e que poderia ter conduzido a melhores resultados.

Morón-Villarreyes et al. (2008), apresentaram trabalho com uma breve revisão de propriedades físicas e suas relações com motores de combustão, propondo um método para determinar a proporção volumétrica de biodiesel, que permita uma eficiente combustão em motores diesel. Trabalha com as propriedades relativas a qualidade de ignição de vários tipos de biodiesel, do B0 ao B100. O método pode ser usado para prever o comportamento de um biodiesel genérico vegetal, ou animal e até usado para de forma complementar, certificar a qualidade do biodiesel. Trabalho focado na etapa de combustão, não aborda em detalhe as outras etapas do ciclo mecânico do motor.

Papagianakis et al. (2010), motivados pelo menor rendimento obtido por motores ICO quando usam gás natural que entra no motor junto com o ar de admissão e uma mínima porcentagem de diesel, injetado ao final da compressão para promover a queima do gás natural e pelo aumento de emissões, particularmente de CO no funcionamento do motor nestas condições, estudaram o efeito que o aumento na temperatura do ar na entrada do cilindro combinado com um aumento na quantidade de diesel injetada podem produzir. Estabelece proporções mínimas de diesel, para o uso conjunto com gás usado como “piloto” para queima. Através de uma investigação experimental usando um motor monocilíndrico de 6,7 KW, examinaram os efeitos de várias combinações de gás natural/diesel quanto à eficiência e emissões aéreas produzidas pelo motor. A modelagem matemática usada é mínima, apenas para definir as proporções dos dois combustíveis e a relação ar combustível usada. Concluiu que o rendimento global do motor (potência efetiva/taxa total de calor fornecida) diminui de forma sensível e variável, conforme a rotação do motor, diminuindo em mais baixas rotações, como a 1500 rpm e aumentando em mais altas rotações como a 2500 rpm. Por outro lado, as emissões de NO_x, CO e HCN, diminuem embora também sofram o efeito da rotação. É um trabalho interessante, mas com uma modelagem matemática mais abrangente poderia incluir inclusive o uso de biodiesel no estudo realizado.

Pereira (2006) elaborou Tese de doutorado onde estudou experimentalmente o uso de óleo diesel e de misturas de óleo diesel/gás natural em motores do ciclo diesel desde aspirados, a motores sobrealimentados e com resfriador de ar numa faixa de potências desde uso veicular, até motores de maior porte, como motores de locomotivas a óleo diesel. Alguns dados obtidos pela experimentação de Pereira (2006) foram usados no ajuste e validação experimental do modelo matemático da Tese aqui desenvolvida.

Poompipatpong e Cheenkachorn (2011) estudaram um motor diesel modificado para operar com gás natural, objetivando otimizar a performance de motores ICO usando combustíveis gasosos. Para realizar o trabalho um motor diesel que opera entre 1000 e 4000 rpm foi preparado com uma variação de razão de combustão de 9,0:1, 9,5:1, 10,0:1 e 10,5:1 procurando-se avaliar o desempenho do motor e as emissões causadas. Os testes realizados foram de torque efetivo, potência efetiva (ou potência no freio), consumo específico e rendimento efetivo. Acompanhou-se as emissões de THC, NO_x, e CO. Os testes mostraram como resultados que para a razão de combustão de 9,5:1, o motor teve o melhor rendimento efetivo e o menor consumo específico, enquanto que para a razão de combustão de 10,0:1, teve alto torque em baixas rotações. As emissões de THC tem relação diretamente proporcional com a razão de combustão e que as emissões de NO_x cresceram até a razão de combustão de 10,0:1 e depois disso diminuíram sensivelmente. Trata-se de um trabalho específico focado em emissões ao corpo de ar e que não aborda o uso de biodiesel em substituição ao diesel.

d) Combustão, câmaras de combustão e emissões em motores ICO

Costa et al. (2005) executaram medições experimentais e elaboraram um modelo multidimensional para estudar os estágios iniciais de combustão do óleo diesel. A simulação numérica foi realizada em ambiente Fortran KIVA 3 e a parte experimental realizada com uso de análise espectroscópica na câmara de combustão equipada com um acessório a laser (fluorescência induzida a laser) que permitiu visibilidade do fenômeno. O modelo foi validado num motor de quatro cilindros, com 2.900 cm³ de cilindrada operando a 2000 rpm e o resultado foi uma análise comparativa onde foram identificados os locais onde pré-ignição de combustível ocorreu e como ocorreu. Pelo espectro da quimiluminescência natural, foram identificados radicais químicos reais formados nas reações (na cadeia de reações químicas intermediárias da combustão) que levam a autoignição. Os radicais encontrados na reação quando comparados aos da simulação pelas espécies virtuais criadas para fins de comparação entre a realidade e o modelo, provaram a validade do modelo, por exibirem uma tendência de comportamento análogo relativamente ao tempo de concentração total e a sua distribuição dentro da câmara de combustão no momento da autoignição. É um trabalho de qualidade, mas focado em combustão, com elevada complexidade matemática e requerendo bom aparato e elevado tempo computacional para produzir resultados.

De Rise et al. (2005) estudaram o projeto de câmaras de combustão para motores diesel, com a finalidade de reduzir emissões e diminuir o consumo de combustível. O método

permite simular o projeto de câmaras de combustão por meio de um procedimento automatizado baseado em simulações com Dinâmica dos Fluidos Computacional e algoritmos adicionais desenvolvidos, para diferentes condições de operação de motores. A maior importância deste trabalho reside no fato de que os resultados da otimização experimental simulada obtida podem ser usados para entender o efeito de alguns parâmetros que participam do mecanismo de formação de NO_x, pela análise da distribuição de temperatura e razão de equivalência dentro das câmaras de combustão otimizadas. É um trabalho onde o foco principal é a combustão e foi desenvolvido para uso com combustíveis líquidos, especificamente o diesel. Se o usuário desejar simular o uso de combustíveis gasosos, como o gás natural, a resposta do modelo pode não ser adequada.

Jelic e Radica (2009) estudaram a disponibilidade (exergia) durante o processo de combustão de um motor diesel marítimo de dois tempos, podendo localizar com exatidão as fontes de irreversibilidades geradas. Para realizar a modelagem, foi necessário um equacionamento completo das quatro etapas do ciclo mecânico do motor, energético e exergético, abordando a análise energética da combustão com um modelo em duas zonas de combustão, uma zona é a região com combustível injetado e ar e a outra formada pelos produtos da combustão, sem que uma penetre a outra havendo uma fronteira que delimita claramente as duas regiões. O modelo pode ainda, produzir resultados para a análise de disponibilidade não só da combustão, mas de outras etapas do ciclo do motor, uma vez que pode calcular valores de parâmetros termodinâmicos a qualquer instante como entropia e trabalho indicado, com a produção de diagramas termodinâmicos típicos para o motor em teste. O modelo foi validado em um motor diesel naval de dois tempos WARTSILA SULZER 6RTA72, 6 cilindros, 6,10 m³ (6.100.000 cm³) de cilindrada e 17.960 W de potência. O modelo permite, ainda, a otimização de uso do motor em teste. É um trabalho de complexidade matemática elevada e que requer bom aparato e elevado tempo computacional.

Kuleshov et al. (2008) desenvolveram um modelo matemático para cálculo do processo de combustão de diesel denominado “multi zone” com objetivo de expandir a capacidade para descrever a operação de motores diesel operando com diferentes misturas de biocombustíveis. O trabalho é minucioso e inicia dividindo a câmara de combustão em zonas específicas de queima, levando em consideração a forma e a geometria do spray de combustível através de inúmeras equações, passando depois da mesma forma a equacionar a evaporação do combustível e o calor liberado na combustão. Mostra como o modelo proposto pode descrever com precisão o processo de trabalho através da simulação numérica de um motor Peugeot DW10-ATED4 diesel, funcionando com óleo diesel e diferentes misturas de

óleo de soja. A comparação com os resultados experimentais mostrou erros pequenos, o que validou o modelo. O modelo é útil porque pode ser usado para se conhecer a taxa de calor liberado na combustão e também os níveis de formação de NOx e material particulado, devido a preparação matemática que dispõe na etapa de combustão. Trata-se de um trabalho onde a modelagem matemática no tratamento da combustão é complexa. Nas demais etapas a abordagem é simples, mas pela complexidade na abordagem da combustão, vai requerer elevado tempo computacional para produzir resultados.

Liu et al. (2007) elaboraram modelo que calcula a pressão de combustão em motores diesel de injeção direta, com objetivo de elaborar uma formulação para medir a perda de calor no processo de combustão. O principal parâmetro usado nessa modelagem e simulação é o ângulo de injeção, o qual comparando resultados das simulações e resultados de experimentos mostram ser o método eficiente. Desenvolveram um modelo que usa os conceitos de Dinâmica dos Fluidos Computacional e que simula processos físicos e químicos com boa precisão. A modelagem é complexa e requer bom aparato computacional, passando por todas as etapas do ciclo mecânico do motor, mas com ênfase na etapa de combustão. Através do modelo é possível se conhecer valores dos parâmetros funcionais do motor, mas o foco principal para o qual o modelo foi preparado são as perdas de calor durante a combustão, as quais podem ser identificadas e servirem de informação para eventuais correções a serem incorporadas no projeto dessa parte em motores ICO.

Marcic et al. (2001) estudaram a simulação computacional do spray de combustão de óleo diesel, em condições similares as de motores diesel. O modelo matemático da propulsão e combustão do spray de diesel foi tratado permitindo a observação do fenômeno durante o movimento das partículas no ar. Gotas de combustível na forma usada do motor foram vaporizadas devido a troca de calor com o ar. Na simulação, em certos momentos ocorreu autoignição, em pontos que se estimou que ocorreriam inicialmente. Faz uma abordagem focada exclusivamente na questão do spray, simulando a partir de dados reais, por não abordar as demais etapas do ciclo do motor.

Schlosser et al. (2004), tendo por base a previsível escassez de petróleo aliada a uma consciência ecológica que está levando pesquisadores a procurar novas fontes de energia e processos de combustão mais eficientes e menos poluentes, se propuseram a analisar combustíveis menos poluentes, dos quais escolheu o gás natural. Os motores de combustão interna são transformadores de energia que têm baixa eficiência de conversão. Avaliou um motor ICO, bicombustível, movido a diesel e gás natural. Nesse motor, a energia provém, basicamente, da combustão do gás natural. O diesel tem a função de produzir o início da

combustão do gás, que é o combustível principal. Assim, houve uma substituição parcial de óleo diesel por gás natural, aumentando o rendimento da combustão. Inicialmente, foi feito um ensaio, somente com óleo diesel e após este foram realizados ensaios, com três repetições, para variadas proporções de óleo diesel, gás natural e ângulos de avanço da injeção. O melhor desempenho foi obtido para 22% de óleo diesel em relação ao máximo débito da bomba injetora e 13 l/min de gás natural com ângulo de avanço de injeção original (21°). Nesse caso, a potência média aumentou 14%, e o consumo específico (medido em valores monetários) diminuiu 46% em relação ao ensaio com diesel. Este trabalho vem de encontro ao tema da presente Tese, pois é uma investigação experimental e otimizada, do que acontece quando se substitui gás natural como combustível em motores do ciclo diesel. Fica, entretanto, limitado ao uso de diesel e gás, sem abordar o biodiesel.

Souza (2010) estudou o motor ICO, seu princípio de funcionamento, os tipos de motores ICO existentes e os principais sistemas de injeção aplicados nesse tipo de motor, sistema este, que sofre maior interferência em relação ao tipo de combustível utilizado. Avalia por meio de revisão de trabalhos já publicados a viabilidade da aplicação de biodiesel em motores a ciclo diesel, os impactos ocasionados pela utilização desse biocombustível no desempenho global dos motores, como diferenças no consumo de combustível, desempenho do motor e nível de emissões de acordo com a proporção de biodiesel utilizado, além da realização de uma análise comparativa entre as principais propriedades do biodiesel em relação ao diesel fóssil. Particularmente interessante é a investigação e conclusões pelo uso dos biodieseis do B20 ao B100. O trabalho é limitado ao uso de biodiesel, sem considerar o biogás ou o gás natural como alternativa.

Sun et al. (2005) desenvolveram um modelo matemático para estudar o processo de operação em motores diesel do tipo com carga homogênea usando etanol como combustível alternativo. Um mecanismo de duas etapas para modelar a reação de combustão foi implantado para o qual as faixas de reação de Arrhenius foram usadas e o processo de transferência de calor foi incluído. Os resultados da simulação foram comparados com dados experimentais obtidos de motores diesel que foram adaptados para simular o estado de carga homogênea, com boa correlação entre os resultados obtidos pelo modelo e os resultados experimentais, no que diz respeito a fase de combustão, elevação de pressão e picos de pressão. O trabalho abrange as etapas do ciclo do motor ICO, mas somente para alimentar dados para etapa de combustão, ficando assim um trabalho onde o foco principal é a combustão sem detalhamento das demais etapas do motor.

Torres et al. (2012) elaboraram trabalho que estuda numericamente o processo de injeção quanto a influência da adição de bioetanol ao óleo diesel e a biodieseis. Os combustíveis considerados foram óleo diesel puro, biodiesel puro e bioetanol com diesel até uma concentração de 15% do bioetanol. A análise dos resultados mostrou que para todos os regimes de operação simulados, a adição de bioetanol ao diesel e ao biodiesel reduz o tempo de injeção, a taxa média de injeção e a máxima pressão de injeção. É um trabalho que enfoca a questão da injeção exclusivamente.

Yamim (2007) elaborou um estudo analítico para tentar minimizar a perda de calor durante a etapa de potência (expansão) de um motor ICE alimentado a hidrogênio. A modelagem é relativamente simples, para obtenção da pressão e da troca de calor, onde é usado o modelo de Anand (1963). Para a determinação de temperatura, é usada a uma modelagem mais complexa com duas regiões, uma região com queima formada por gases de combustão e outra sem queima formada por ar e combustível. A fronteira entre as duas regiões, foi idealizada como uma esfera, cujo centro é o ponto (vela) de ignição. O modelo equaciona ainda, as espécies químicas formadas, pelo uso de equações de cinética química, validando os resultados experimentalmente e dando resultados quanto ao ponto de ignição (avanço ou atraso), quanto a localização da vela de ignição e quanto a rotação do motor. O estudo mostrou que a perda de calor diminui com a rotação do motor, que mudando a posição da vela de ignição para o centro a perda de calor aumenta de 1 a 1,5%, que a emissão de NOx aumenta e estabiliza em altas rotações e que alterando a taxa de compressão de 7:1 para 11:1, as perdas de calor aumentam de 2 a 3%. O estudo mostrou ainda que há um limite para a rotação do motor a partir do qual, a perda de calor aumenta exponencialmente e a potência líquida do motor cai abruptamente. Pela etapa de combustão, é uma abordagem complexa e que dispense elevado tempo computacional.

2.2 DESAFIOS A SEREM VENCIDOS

Com base na revisão de bibliografia identificaram-se alguns pontos que podem ser pesquisados, os quais estão relacionados a seguir:

- a) Baixo número de aplicativos que consumam baixo tempo computacional para a simulação de MCI em todas as etapas, incluindo a combustão;
- b) Baixo número de aplicativos que abordem as quatro etapas de funcionamento do motor, de forma simples, mas completa incluindo a combustão durante a expansão;

- c) Viabilização de códigos computacionais validados experimentalmente para aplicação em controle e otimização;
- d) Baixo número de aplicativos de menor complexidade matemática que sejam suficientemente precisos na avaliação de MCI, particularmente, motores ICO funcionando com combustíveis alternativos, e;
- e) Modelos adimensionais que permitam a obtenção de resultados normalizados para toda uma classe de problemas.

2.3 OBJETIVOS DA TESE

2.2.1 Objetivo Geral

Com base nos desafios a serem vencidos listados ao fim da revisão bibliográfica, selecionou-se como objetivo geral desta Tese, realizar a modelagem e simulação de motores a ignição por compressão (ICO), movidos a misturas de diesel, gás natural e biodiesel. Em consequência, o principal produto do estudo é um aplicativo computacional experimentalmente validado com esse fim.

2.2.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral, foram definidos os seguintes objetivos específicos (metas intermediárias):

- a) Modelagem matemática em regime transiente do ciclo motor a ignição por compressão (ICO) movido a misturas de diesel, gás natural e biodiesel;
- b) Ajuste e validação experimental do modelo matemático;
- c) Simulação computacional do ciclo, análise energética e paramétrica para identificação de parâmetros que mais afetam o desempenho do motor, objetivando o projeto adequado e futuros estudos de otimização, e;
- d) Disponibilização de um aplicativo computacional experimentalmente validado para projeto, controle e otimização de motor diesel alimentado por misturas combustíveis de diesel, biodiesel e gás natural.

3 METODOLOGIA

3.1 MODELO MATEMÁTICO DO CICLO DIESEL

Para análise energética do motor ciclo diesel, foram utilizadas as equações a seguir, dividindo o equacionamento em etapas. Trata-se da admissão de ar pelo cilindro, compressão de ar no cilindro, injeção de combustível com combustão e expansão dos gases no cilindro e exaustão dos gases queimados do cilindro, e que correspondem as etapas dos quatro tempos de um motor ICO.

Uma vez que o combustível considerado pode ser diesel ou uma mistura de diesel, biodiesel e biogás, o combustível será tratado como uma mistura de combustíveis.

As hipóteses aplicadas na modelagem matemática são as seguintes:

- A mistura gasosa no interior do cilindro em todas as etapas do ciclo do motor é considerada como sendo formada por gases ideais;
- Foram desprezados os efeitos da energia cinética e potencial;
- A pressão e a temperatura são consideradas com valores uniformes em todos os pontos considerados no interior do cilindro;
- Não são consideradas forças de inércia quer da mistura gasosa quer das partes móveis do motor, e
- Na modelagem se considerou a pressão e a temperatura externas ao cilindro, como sendo $p_0 = p_{\text{atm}} = 101300,00 \text{ N m}^{-2}$; $T_0 = 298,15 \text{ K}$; $z = 0$ (nível do mar).

A figura 3.1 abaixo ilustra esquematicamente o volume de controle sobre o qual a modelagem matemática é desenvolvida, para cada etapa do ciclo de motores ICO:

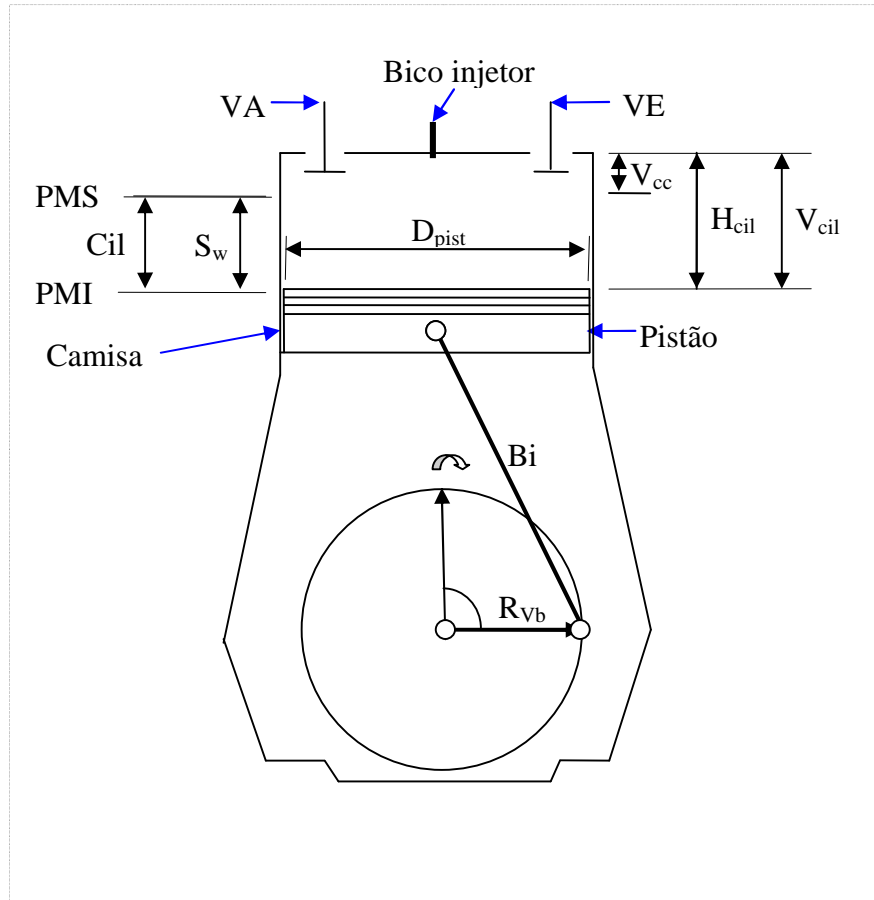


Figura 3.1 – Volume de controle para a modelagem matemática.

Onde:

B_i – comprimento da biela, em [m];

C_{cil} – cilindrada, volume entre o PMS e o PMI do cilindro, [m³];

D_{pist} – diâmetro do pistão, [m];

H_{cil} – deslocamento da superfície da cabeça do pistão em relação topo de cilindro no decorrer do tempo, [m];

PMS – ponto morto superior;

PMI – ponto morto inferior;

R_{vb} – raio da circunferência de giro do virabrequim, [m];

S_w – curso do pistão, [m];

VA – válvula de admissão;

VE – válvula de escape;

V_{cc} – volume da câmara de combustão, [m³].

V_{cil} – volume do cilindro em função do tempo, [m³];

3.1.1 Etapa de Admissão

Da figura 3.1 pode-se calcular o valor do deslocamento do pistão no tempo em relação ao topo do cilindro, pela seguinte equação:

$$H_{cil} = Bi + R_{vb} (1 - \cos(\theta)) - \sqrt{(Bi)^2 - (R_{vb})^2 \sin^2(\theta)} \quad (3.1)$$

Com:

$$\theta = \omega.t \quad (3.2)$$

$$\omega = \frac{2\pi.N}{60} \quad (3.3)$$

Onde:

t – tempo, [s];

– velocidade angular no eixo do motor, [rad s⁻¹];

N – rotação do motor, [rpm].

Para avaliar H_{cil} , quando t = 0, o êmbolo encontra-se no PMS.

O volume do cilindro em função do tempo é dado pela seguinte equação:

$$V_{cil} = H_{cil} \left(\frac{\pi(D_{pist})^2}{4} \right) \quad (3.4)$$

A mistura gasosa admitida no cilindro é de ar atmosférico e tem composição molar de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio. Outros gases cuja participação molar é pequena foram considerados dentro do percentual do nitrogênio.

A admissão de ar pelo cilindro ocorre, quando a pressão dentro do cilindro é menor que a pressão do meio externo. Quando o pistão se dirige do PMS ao PMI, a pressão no coletor de admissão e no cilindro são inferiores ao valor da pressão atmosférica. Por essa razão, quando a válvula de escape está fechada e a válvula de admissão está aberta, ar é admitido para dentro do cilindro.

Para facilitar a modelagem nas etapas seguintes, embora a injeção de combustível em motores reais inicie somente ao final da compressão, neste trabalho está incluída na presente etapa. Posteriormente na simulação computacional, seu valor é considerado nulo na presente etapa e só é considerado nas etapas posteriores onde realmente existe.

A figura 3.2 abaixo ilustra a admissão de ar pelo cilindro e a injeção de combustível:

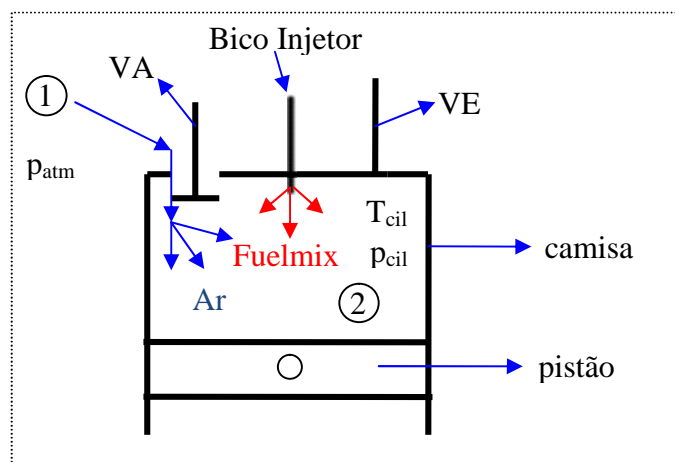


Figura 3.2 – Admissão de ar e injeção de combustível no cilindro.

Onde:

p_{atm} - pressão atmosférica, [$N\ m^{-2}$];

p_{cil} - pressão instantânea no interior do cilindro, [$N\ m^{-2}$].

T_{cil} - temperatura instantânea no interior do cilindro, [K].

Para obter a temperatura instantânea dentro do cilindro, aplica-se o princípio de conservação da massa e o primeiro princípio da termodinâmica no volume de controle da figura 3.2:

$$\frac{dm_{ar\ in}}{dt} = \dot{m}_{ar\ in} \quad (3.5)$$

$$\frac{dm_{fuelmix\ in}}{dt} = \dot{m}_{fuelmix\ in} \quad (3.6)$$

$$m_{mg} = m_{ar} + m_{fuelmix} \quad (3.7)$$

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} + h_{ar\ in} \dot{m}_{ar\ in} + h_{fuelmix\ in} \dot{m}_{fuelmix\ in} \quad (3.8)$$

Onde:

m_{ar} – massa de ar admitido no cilindro, [kg];

$m_{fuelmix}$ – massa da mistura combustível injetada no cilindro, [kg];

m_{mg} – massa da mistura gasosa existente no cilindro, [kg];

$m_{ar\ in}$ – taxa mássica de ar admitida no cilindro, [kg s⁻¹];

$\dot{m}_{fuelmix\ in}$ – taxa mássica de mistura combustível admitida, [kg s⁻¹];

$h_{ar\ in}$ – entalpia específica do ar admitido no cilindro, [J kg⁻¹];

$h_{fuelmix\ in}$ – entalpia específica da mistura combustível injetada no cilindro, [J kg⁻¹];

U_{mg} – energia interna dos gases admitidos no cilindro, [J];

\dot{Q}_{pist} – taxa de calor trocado na unidade de tempo entre as paredes do cilindro e o meio refrigerante, [W];

W_{pist} – trabalho desenvolvido pela fronteira do sistema (cabeça do pistão) dentro do cilindro, [J].

$$\frac{dW_{\text{pist}}}{dt} = p_{\text{cil}} \frac{dV_{\text{cil}}}{dt} \quad (3.9)$$

$$\frac{dV_{\text{cil}}}{dt} = \frac{\pi D_{\text{pist}}^2}{4} \frac{dH_{\text{cil}}}{dt} \quad (3.10)$$

$$\frac{dU_{\text{mg}}}{dt} = \frac{d\{(m_{\text{ar}} c_{\text{var}} + m_{\text{fuelmix}} c_{\text{vfuelmix}}) T_{\text{cil}}\}}{dt} \quad (3.11)$$

Onde:

c_{var} – calor específico a volume constante do ar admitido no cilindro em base mássica, [J kg⁻¹ K⁻¹];

c_{vfuelmix} – calor específico a volume constante da mistura combustível injetado no cilindro em base mássica, [J kg⁻¹ K⁻¹].

$$\frac{dU_{\text{mg}}}{dt} = \frac{d(m_{\text{ar}} c_{\text{var}} T_{\text{cil}})}{dt} + \frac{d(m_{\text{fuelmix}} c_{\text{vfuelmix}} T_{\text{cil}})}{dt} \quad (3.12)$$

$$\frac{dU_{\text{mg}}}{dt} = c_{\text{var}} \frac{d(m_{\text{ar}} T_{\text{cil}})}{dt} + c_{\text{vfuelmix}} \frac{d(m_{\text{fuelmix}} T_{\text{cil}})}{dt} \quad (3.13)$$

$$\frac{dU_{\text{mg}}}{dt} = \left(c_{\text{var}} T_{\text{cil}} \frac{dm_{\text{ar}}}{dt} + c_{\text{var}} m_{\text{ar}} \frac{dT_{\text{cil}}}{dt} + c_{\text{vfuelmix}} T_{\text{cil}} \frac{dm_{\text{fuelmix}}}{dt} + c_{\text{vfuelmix}} m_{\text{fuelmix}} \frac{dT_{\text{cil}}}{dt} \right) \quad (3.14)$$

$$\frac{dU_{\text{mg}}}{dt} = \left(\{c_{\text{var}} m_{\text{ar}} + c_{\text{vfuelmix}} m_{\text{fuelmix}}\} \frac{dT_{\text{cil}}}{dt} + c_{\text{var}} T_{\text{cil}} \frac{dm_{\text{ar}}}{dt} + c_{\text{vfuelmix}} T_{\text{cil}} \frac{dm_{\text{fuelmix}}}{dt} \right) \quad (3.15)$$

Juntando as equações (3.7) e (3.14) e isolando a variação de temperatura no tempo, se obtém:

$$\frac{dT_{\text{cil}}}{dt} = \left(\frac{\dot{Q}_{\text{pist}} - p_{\text{cil}} \frac{dV_{\text{pist}}}{dt} + h_{\text{anin}} \dot{m}_{\text{anin}} + h_{\text{fuelmixin}} \dot{m}_{\text{fuelin}} - c_{\text{var}} T_{\text{cil}} \frac{dm_{\text{ar}}}{dt} - c_{\text{vfuelmix}} T_{\text{cil}} \frac{dm_{\text{fuelmix}}}{dt}}{c_{\text{var}} m_{\text{ar}} + c_{\text{vfuelmix}} m_{\text{fuelmix}}} \right) \quad (3.16)$$

A pressão instantânea no cilindro é obtida pela equação de estado para gases ideais:

$$p_{\text{cil}} = \frac{m_{\text{mg}} R_{\text{mg}} T_{\text{cil}}}{V_{\text{cil}}} \quad (3.17)$$

Onde:

R_{mg} – constante universal em base mássica da mistura gasosa existente no cilindro, [J kg⁻¹ K⁻¹].

Para a obtenção da constante universal em base mássica da mistura gasosa existente no cilindro é necessário primeiro calcular os valores dos calores específicos em base mássica, os quais para gases ideais são obtidos pelas seguintes equações:

$$c_{p_{\text{mg}}}(T_{\text{cil}}) = \frac{\sum_i x_i \text{mol}_i c_{p_i}(T_{\text{cil}})}{\sum_i x_i \text{mol}_i} \quad (3.18)$$

$$c_{v_{\text{mg}}}(T_{\text{cil}}) = \frac{\sum_i x_i \text{mol}_i c_{v_i}(T_{\text{cil}})}{\sum_i x_i \text{mol}_i} \quad (3.19)$$

Onde:

$c_{p_{\text{mg}}}(T_{\text{cil}})$ – calor específico em base mássica a pressão constante da mistura gasosa, em função do tempo, [J kg⁻¹ K⁻¹];

$c_{v_{\text{mg}}}(T_{\text{cil}})$ – calor específico em base mássica a volume constante da mistura gasosa, em função do tempo, [J kg⁻¹ K⁻¹];

x_i – fração molar de cada componente na mistura gasosa, [%];

mol_i – mol de cada componente na mistura gasosa, [kg mol⁻¹];

$c_{p_i}(T_{\text{cil}})$ – calor específico molar a pressão constante em função da temperatura, de cada componente na mistura gasosa, [J mol⁻¹ K⁻¹];

$c_{v,i}(T_{cil})$ – calor específico molar a volume constante em função da temperatura, de cada componente na mistura gasosa, [$J mol^{-1} K^{-1}$].

O valor da constante universal em base mássica é calculado pela seguinte equação:

$$R_{mg} = c_{p,mg} - c_{v,mg} \quad (3.20)$$

O calor trocado entre as paredes do cilindro e o meio pode ser obtido, utilizando a correlação de Dittus e Boelter, segundo o conjunto de equações abaixo (Bejan (1993); Incropera e DeWitt (2003):

$$\dot{Q}_{pist} = (\dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_{cil} (T_{cil} - T_{wall}) \quad (3.22)$$

$$h_{conv} = 0,023(Re)_{D_{pist}}^{4/5} (Pr)^{1/3} \frac{K_{mg}}{D_{pist}} \quad (3.23)$$

Onde:

A_{cil} – área de transferência de calor no cilindro, [m^2];

h_{conv} – coeficiente de transferência de calor por convecção, [$W m^{-2} K^{-1}$];

Pr – número de Prandtl da mistura gasosa;

\dot{Q}_{conv} – calor transferido por convecção, [W];

\dot{Q}_{rad} – calor transferido por radiação, [W];

$(Re)_{D_{pist}}$ – número de Reynolds para o diâmetro do pistão;

T_{wall} – temperatura da parede do cilindro, [K];

K_{mg} – condutividade térmica da mistura gasosa no cilindro, [$W m^{-1} K^{-1}$].

As equações complementares para calcular os parâmetros a serem usadas nas equações (3.21) a (3.23), são as seguintes:

$$(\text{Re})_{D_{\text{Pist}}} = \frac{\bar{S}_{\text{pist}} D_{\text{Pist}}}{\nu_{\text{gas}}} \quad (3.24)$$

$$\bar{S}_{\text{pist}} = \frac{2(R_{\text{vb}})N}{60} \quad (3.25)$$

$$A_{\text{cil}} = H_{\text{cil}} \pi D_{\text{pist}} + \frac{\pi(D_{\text{pist}})^2}{4} \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon_{\text{wall}} A_{\text{cil}} \sigma (T_{\text{cil}}^4 - T_{\text{wall}}^4) \quad (3.27)$$

Onde:

$\varepsilon_{\text{wall}}$ – emissividade das paredes do cilindro, [%];

– constante de Stefan-Boltzmann, [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$];

\bar{S}_{pist} – velocidade média do pistão, [m s^{-1}];

ν_{gas} – viscosidade cinemática da mistura gasosa no cilindro, [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$].

O fluido a ser considerado na aplicação das equações de (3.21) a (3.27), depende da etapa do ciclo mecânico em que se encontra o motor, sendo ar atmosférico na etapa de admissão e compressão, ar mais produtos da combustão na etapa de expansão e produtos da combustão na etapa de exaustão dos gases.

As propriedades físico/químicas dos fluidos em cada etapa do ciclo mecânico do motor foram obtidas de Bejan (1993), Incropera e DeWitt (2003), Moran e Shapiro (2000) e van Wylen et al. (1997).

Para obter a vazão mássica da mistura gasosa que adentra o cilindro, aplica-se o princípio de conservação da energia entre dois pontos do volume de controle conforme figura 3.2, com as seguintes hipóteses adicionais àquelas descritas no início da modelagem:

- O escoamento é aproximadamente incompressível e isotérmico;
- A densidade da mistura gasosa é considerada constante, devido a pouca variação nos valores da pressão e temperatura entre os dois pontos considerados, e
- O escoamento é ideal, sem efeitos da viscosidade ao longo do coletor até a entrada do motor (válvula de admissão).

Considerando na figura 3.2 como ponto 1 o meio externo e como ponto 2 o interior do cilindro, a equação de conservação da energia entre os dois pontos será:

$$\frac{v_{mg1}^2}{2} g\rho_{mg} + p_1 + \rho_{mg}gz_1 = m \frac{v_{mg2}^2}{2} \rho_{mg} + p_2 + \rho_{mg}gz_2 \quad (3.28)$$

Onde:

v_{mg1}, v_{mg2} – velocidades de escoamento da mistura gasosa nos pontos 1 e 2, [m s⁻¹];

ρ_{mg} – densidade da mistura gasosa, [kg m⁻³];

p_1, p_2 – pressões nos pontos 1 e 2, [N m⁻²];

z_1, z_2 – valores das elevações nos pontos 1 e 2 da figura 3.2, [m].

Como:

$$z_1 = z_2$$

$$v_1 = 0$$

$$p_1 = \frac{v_2^2}{2} \rho + p_2 \quad (3.29)$$

Considerando $p_1 = p_{atm}$, $p_2 = p_{cil}$ e $v_2 = v_{mg}$, a velocidade da mistura gasosa no escoamento será:

$$v_{mg} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{mg}}} \sqrt{(p_{atm} - p_{cil})} \quad (3.30)$$

Onde:

v_{mg} – velocidade da mistura gasosa no escoamento, [m s⁻¹].

A vazão volumétrica de fluido no escoamento é dada pela equação da continuidade, onde no ponto que está localizada a válvula de admissão do motor, pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{F} = A_{val} v_{mg} \quad (3.31)$$

Onde:

A_{val} – área da secção da válvula onde se dá o escoamento, [m²];

\dot{F} – vazão de fluido, [m³ s⁻¹].

Colocando a equação (3.30) na equação (3.31), e incluindo um coeficiente de descarga para compensar os efeitos viscosos, i.e., a perda de carga devido a passagem da mistura gasosa pela válvula e os efeitos da compressibilidade, se obtém:

$$\dot{F} = A_{val} C_d \sqrt{\frac{2}{\rho_{mg}}} \sqrt{(p_{atm} - p_{cil})} \quad (3.32)$$

Onde:

C_d – coeficiente de descarga nas válvulas.

Multiplicando a vazão volumétrica pela densidade da mistura gasosa, se obtém a taxa mássica da mistura gasosa, a qual na admissão é ar atmosférico, que é admitida no cilindro passando pela válvula de admissão e cuja equação é a seguinte:

$$\dot{m}_{ar} = A_{val} C_d \sqrt{2\rho_{mg} (p_{atm} - p_{cil})} \quad (3.33)$$

Esta mesma equação tem sido utilizada para o cálculo da taxa mássica através de válvulas em motores diesel por vários autores (Heywood, 1988). Integrando a equação (3.33) em relação ao tempo, se obtém a massa total de ar admitida no cilindro, decorrido um intervalo de tempo.

3.1.2 Etapa de Compressão

Após a admissão, a válvula de admissão do cilindro se fecha e a de escape continua fechada e o êmbolo se dirige para a posição de PMS, ocorrendo assim à compressão da mistura gasosa admitida.

No início desta etapa, o volume de controle ainda não recebeu a injeção de combustível e funciona como um sistema fechado que recebe trabalho externo e troca calor com o meio. Aplicando o princípio de conservação da massa e o primeiro princípio da termodinâmica para sistemas fechados se obtém:

$$\frac{dm_{mg}}{dt} = 0 \quad (3.34)$$

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} \quad (3.35)$$

Desenvolvendo a equação (3.35):

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{dT_{cil}}{dt} \quad (3.36)$$

$$m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{dT_{cil}}{dt} = \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} \quad (3.37)$$

$$\frac{dT_{cil}}{dt} = \frac{\left(\dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} \right)}{m_{mg} c_{v_{mg}}} \quad (3.38)$$

Na equação (3.38), o termo referente às trocas de calor na unidade de tempo entre as paredes do cilindro e o meio, pode ser obtido pela aplicação do conjunto de equações (3.21) a (3.27).

A massa de mistura gasosa admitida foi calculada na etapa de admissão. O volume da câmara de combustão e a pressão no cilindro, ambos em função do tempo podem ser obtidos, respectivamente, pelas equações (3.4) e (3.17).

3.1.3 Etapas de Combustão e Expansão

No ciclo diesel devido a elevada pressão que o combustível é injetado, se mistura rapidamente com o ar já existente o qual está a elevada temperatura iniciando-se assim a combustão.

Na presente modelagem, a combustão será tratada como durando a quantidade de tempo que o virabrequim do motor dispense para girar de um ângulo equivalente ao intervalo angular da combustão. A combustão é considerada como iniciando junto com a injeção e terminando quando o combustível para de ser injetado, ou seja, o tempo de duração da combustão e da injeção, bem como o momento em que acontecem, são coincidentes, não sendo considerado o atraso entre o início da injeção e o início da combustão, como realmente ocorre em motores ICO.

Antes de modelar a etapa de expansão, é necessário modelar a combustão, com objetivo de se obter a taxa de calor entregue no cilindro pela queima do combustível, uma vez que a etapa de expansão acontece em duas partes: a primeira como um sistema aberto que realiza trabalho e que além da troca de calor entre as paredes do cilindro e o meio refrigerante, recebe calor durante a combustão enquanto dura a queima do combustível. A segunda parte é modelada com um sistema fechado que realiza trabalho e onde somente a troca de calor entre as paredes do cilindro e o meio refrigerante é considerada.

Na expansão com combustão, as hipóteses aplicadas na modelagem da combustão são as seguintes:

- A combustão é considerada completa, sem formação de óxidos de nitrogênio (NO_x) e monóxido de carbono (CO);
- A pressão e a temperatura no interior do cilindro são consideradas homogêneas, a cada instante no tempo (têm o mesmo valor para toda câmara de combustão, a cada instante de tempo);
- Os gases reagentes e os gases resultantes como produtos da combustão são modelados como gases ideais;
- Pelo fato de as temperaturas atingidas, ficarem geralmente abaixo dos 2500 K, não foram considerados os efeitos da dissociação;
- Toda combustão é na verdade um processo, desde o início com os reagentes, passando pela formação de produtos intermediários e chegando aos produtos finais. Neste trabalho, a combustão só será abordada quanto ao início e ao fim, ou seja, tendo em vista somente os reagentes e os produtos finais, e
- Foram desprezadas as inércias térmicas da reação de combustão, em presença das inércias térmicas nos outros tempos do motor.

No cilindro, a quantidade de combustível admitida tem uma proporção certa, conforme a reação de combustão.

A proporção entre a quantidade de ar admitida e a quantidade de combustível injetada no cilindro é denominada de relação ar/combustível e definida pela seguinte equação:

$$AFR = \frac{m_{ar}}{m_{fuelmix}} \quad (3.39)$$

Onde:

AFR – razão ar combustível.

Segundo Van Wylen et al. (1997) a combustão teoricamente deveria ocorrer em uma proporção certa, com a quantidade mínima de ar suficiente para oxidar os elementos

combustíveis presente no combustível, sem excesso de oxigênio, e sem a presença de monóxido de carbono ou dióxido de carbono, combustão esta denominada estequiométrica.

A prática, entretanto, em diversos equipamentos cuja fonte é térmica pela queima de um combustível, como motores de combustão interna e caldeiras demonstrou que, normalmente a relação estequiométrica entre ar e um combustível, não ocorre como teoricamente esperado, devendo haver geralmente excesso de ar na combustão, e em raros casos, falta.

Como a AFR pode ser estequiométrica (sem excesso nem falta de ar), com excesso ou com falta de ar, define-se como razão de equivalência a relação entre a AFR estequiométrica e a AFR realmente usada, segundo a seguinte equação:

$$\phi = \frac{AFR_{est}}{AFR_r} \quad (3-40)$$

Onde:

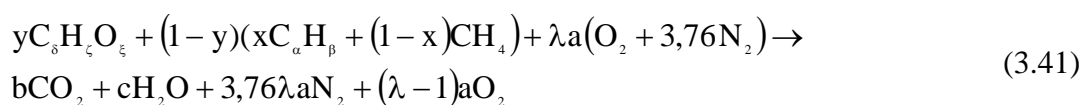
– razão de equivalência;

AFR_{est} – relação ar/combustível estequiométrica;

AFR_r – relação ar/combustível real.

Assim, se $\phi = 1$, a AFR é estequiométrica, se $\phi > 1$ a reação é denominada “rica” (de combustível) ou com falta de ar e se $\phi < 1$ a reação é denominada “pobre” (de combustível) ou com excesso de ar.

A reação de combustão para o combustível ou mistura de combustíveis proposta neste trabalho, pode ser expressa pela seguinte equação geral:



Com:

$$\lambda = \frac{1}{\phi} \quad (3.42)$$

Onde:

a, b, c – coeficientes estequiométricos na reação;

x – fração molar de diesel na mistura combustível diesel-biogás, [%];

y – fração molar de biodiesel na mistura combustível diesel-biodiesel, [%];

– número de átomos de carbono na molécula do biodiesel;

– número de átomos de hidrogênio na molécula do biodiesel;

– número de átomos de oxigênio na molécula do biodiesel;

– número de átomos de carbono na molécula do diesel;

– número de átomos de hidrogênio na molécula do diesel;

– inverso da razão de equivalência;

O – Oxigênio (elemento químico);

H – Hidrogênio (elemento químico);

C – Carbono (elemento químico);

CO₂ – Dióxido de carbono;

H₂O – Água;

N₂ – Nitrogênio;

O₂ – Oxigênio;

C_δH_ζO_ξ – fórmula química genérica do biodiesel;

C_αH_β – fórmula química genérica do diesel;

CH₄ – fórmula química genérica do biogás, onde se assume que todo CO₂ foi previamente retirado da mistura por algum processo.

x – fração molar de diesel na mistura combustível diesel/gás

y – fração molar de biodiesel na mistura combustível diesel/biodiesel

É oportuno ressaltar que na equação (3.81), foi assumido que a fórmula química do biogás é CH_4 . Portanto, o que nesta Tese se denominou como “biogás” é na verdade gás natural.

Pelo princípio de conservação da massa, se obtêm os valores de ‘a’, ‘b’ e ‘c’, que são os coeficientes na reação e combustão, a partir da equação (3.41):

Balanço de massa no carbono:

$$b = \delta y + (1 - y)[\alpha x + 4(1 - x)] \quad (3.43)$$

Balanço de massa no hidrogênio:

$$c = \frac{\gamma}{2} y + (1 - y) \left[\frac{\beta}{2} x + 2(1 - x) \right] \quad (3.44)$$

Balanço de massa no oxigênio:

$$a = b + \frac{c}{2} \quad (3.45)$$

Na medida em que o combustível vai reagindo com o oxigênio, gases quentes produtos da reação de combustão vão surgindo e calor vai sendo liberado no cilindro.

O calor liberado na reação de combustão é a diferença no valor das entalpias entre os produtos e os reagentes na reação de combustão, sendo os produtos os termos a direita na equação (3.41) e os reagentes os elementos a esquerda.

Quando a entalpia de um produto ou de um reagente é avaliada em relação às condições padrão, segundo Moran e Shapiro (2000) e van Wylen et al. (1997), é denominada de entalpia de formação.

Quando se deseja, entretanto, como é o caso no presente trabalho conhecer o calor disponibilizado pela reação de combustão em condições diferentes dos valores nas condições padrão, tanto para reagentes como para produtos, é necessário se calcular os valores desejados

da entalpia molar de reagentes e produtos pela aplicação da seguinte equação, a qual devido a modelagem aplicada ser de gás ideal, só depende da temperatura:

$$\bar{h}_{mg} = \bar{h}_{mg}^0 + (\bar{h}(T_{cil})_{mg} - \bar{h}(T_{ref})_{mg}) \quad (3.46)$$

Onde:

\bar{h}_{mg} – entalpia molar da mistura gasosa em temperatura e pressão com valores diferentes dos valores de temperatura e pressão das condições padrão, [$J mol^{-1} K^{-1}$];

\bar{h}_{mg}^0 – entalpia molar de formação da mistura gasosa, [$J mol^{-1} K^{-1}$];

$\bar{h}(T_{cil})_{mg}$ – entalpia molar da mistura gasosa em temperatura diferente da temperatura padrão, [$J mol^{-1} K^{-1}$];

$\bar{h}(T_{ref})_{mg}$ – entalpia molar da mistura gasosa na temperatura padrão, [$J mol^{-1} K^{-1}$].

A obtenção do valor do calor da reação em base mássica é realizada através de uma sequência de cálculos onde são encontrados os valores de alguns parâmetros que participam da sequência.

O primeiro parâmetro da sequência é o peso molecular da mistura combustível, o qual é obtido pela seguinte equação:

$$mol_{fuelmix} = y mol_{biodiesel} + (1 - y)(x mol_{diesel} + (1 - x) mol_{biogas}) \quad (3.47)$$

Onde:

$mol_{fuelmix}$ – massa molecular da mistura combustível, [$kg mol^{-1}$];

$mol_{biodiesel}$ – massa molecular do biodiesel, [$kg mol^{-1}$];

mol_{diesel} – massa molecular do diesel, [$kg mol^{-1}$];

$m_{\text{biogás}}$ – massa molecular do biogás, [kg mol⁻¹];

Na sequência, se calcula o calor específico molar a pressão constante para a mistura combustível, que pode ser obtido pela seguinte equação:

$$\bar{c}_{p_{\text{fuelmix}}} = y\bar{c}_{p_{\text{biodiesel}}} + (1 - y)(x\bar{c}_{p_{\text{diesel}}} + (1 - x)\bar{c}_{p_{\text{biogás}}}) \quad (3.48)$$

Onde:

$\bar{c}_{p_{\text{fuelmix}}}$ – calor específico molar a pressão constante da mistura combustível, [J mol⁻¹ K⁻¹];

$\bar{c}_{p_{\text{biodiesel}}}$ – calor específico molar a pressão constante do biodiesel, [J mol⁻¹ K⁻¹];

$\bar{c}_{p_{\text{diesel}}}$ – calor específico molar a pressão constante do diesel, [J mol⁻¹ K⁻¹];

$\bar{c}_{p_{\text{biogás}}}$ – calor específico molar a pressão constante do biogás, [J mol⁻¹ K⁻¹].

Seguindo no cálculo, é necessário se obter a entalpia de formação da mistura combustível, a qual é obtida a partir da entalpia de formação dos compostos que participam da mistura de combustíveis. Dispondo dos valores das entalpias de formação dos compostos que participam da mistura combustível em base molar, a entalpia de formação na mesma base para a mistura combustível, pode ser calculada da seguinte forma:

$$\bar{h}_{0_{\text{fuelmix}}} = y\bar{h}_{0_{\text{biodiesel}}} + (1 - y)(x\bar{h}_{0_{\text{diesel}}} + (1 - x)\bar{h}_{0_{\text{biogás}}}) \quad (3.49)$$

Onde:

$\bar{h}_{0_{\text{fuelmix}}}$ – entalpia molar de formação da mistura combustível, [J mol⁻¹];

$\bar{h}_{0\text{biodiesel}}$ – entalpia molar de formação do biodiesel, [J mol⁻¹];

$\bar{h}_{0\text{diesel}}$ – entalpia molar de formação do diesel, [J mol⁻¹];

$h_{0\text{biogás}}$ – entalpia molar de formação do biogás, [J mol⁻¹].

Posteriormente, aplicando-se a equação (3.46) a cada produto e a cada reagente da combustão, se obtém o valor da entalpia de cada reagente e cada produto, no valor desejado de pressão e temperatura. Isso requer o cálculo das entalpias molares de cada composto, seja produto ou reagente, as quais podem ser obtidas pelas seguintes fórmulas empíricas, compiladas a partir de Moran e Shapiro (2000) para cada composto como segue:

Para o dióxido de carbono:

$$\bar{h}_{\text{CO}_2} = 4959,0 + 45957T_{\text{cil}} + 0,0032451T_{\text{cil}}^2 \quad (3.50)$$

Para o monóxido de carbono:

$$\bar{h}_{\text{CO}} = 572,49 + 30,061T_{\text{cil}} + 0,0013935T_{\text{cil}}^2 \quad (3.51)$$

Para o vapor d'água:

$$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} = 542,03 + 33,024T_{\text{cil}} + 0,0041734T_{\text{cil}}^2 \quad (3.52)$$

Para o oxigênio:

$$\bar{h}_{\text{O}_2} = 812,51 + 30,981T_{\text{cil}} + 0,0016252T_{\text{cil}}^2 \quad (3.53)$$

Para o nitrogênio:

$$\bar{h}_{N_2} = 435,6 + 29,623T_{cil} + 0,0014348T_{cil}^2 \quad (3.54)$$

Onde:

\bar{h}_i – entalpia molar do gás considerado na temperatura desejada, [J mol⁻¹ K⁻¹].

Aplicando-se as equações de (3.50) a (3.54), a diferença de entalpia para cada reagente e cada produto é obtida pela seguinte equação:

$$\Delta \bar{h}_{gás} = \bar{h}_{prod}(T_{cil}) - \bar{h}_{reag}(T_{cil}) \quad (3.55)$$

Onde:

$\Delta \bar{h}_{gás}$ – variação de entalpia molar do gás considerado (entre reagentes e produtos), [J mol⁻¹ K⁻¹];

\bar{h}_{prod} – variação de entalpia molar do gás produto, [J mol⁻¹ K⁻¹];

\bar{h}_{reag} – variação de entalpia molar do gás reagente, [J mol⁻¹ K⁻¹].

A entalpia dos produtos pode ser calculada pela soma da entalpia de cada produto:

$$\bar{h}_{prod} = b\left(\bar{h}_{CO_2} + \bar{h}_{CO_2}\right) + c\left(\bar{h}_{H_2O} + \bar{h}_{H_2O}\right) + 3,76\lambda\left(b + \frac{c}{2}\right) \bar{h}_{N_2} + (\lambda - 1)\left(b + \frac{c}{2}\right) \bar{h}_{O_2} \quad (3.56)$$

Onde:

\bar{h}_{prod} – entalpia molar dos produtos na reação de combustão, [J mol⁻¹];

\bar{h}_{o_i} – entalpia molar de formação do gás produto da combustão considerado, [J mol⁻¹ K⁻¹];

\bar{h}_i – entalpia molar do gás produto da combustão considerado, [J mol⁻¹ K⁻¹].

A entalpia dos reagentes poder calculada pela soma da entalpia de cada reagente:

$$\bar{h}_{\text{reag}} = \bar{h}_{0_{\text{fuelmix}}} + \bar{c}_{P_{\text{fuelmix}}} (T_{\text{cil}} - T_0) + \left(b + \frac{c}{2}\right) \bar{h}_{o_2} + 3,76 \left(b + \frac{c}{2}\right) \lambda \bar{h}_{N_2} \quad (3.57)$$

Onde:

\bar{h}_{reag} – entalpia molar dos reagentes na reação de combustão, [J mol⁻¹];

$\bar{h}_{0_{\text{fuelmix}}}$ – entalpia molar de formação do gás reagente considerado na combustão, [J mol⁻¹ K⁻¹];

\bar{h}_i – entalpia molar do gás reagente considerado na combustão, [J mol⁻¹ K⁻¹].

O calor da combustão em base molar é obtido pela diferença nos valores da entalpia molar dos reagentes e dos produtos:

$$\bar{Q}_{\text{comb}} = \bar{h}_{\text{prod}} - \bar{h}_{\text{reag}} \quad (3.58)$$

Onde:

\bar{Q}_{comb} – calor molar da combustão, [J mol⁻¹];

Para obter o calor liberado na combustão em base mássica, usa-se a seguinte equação:

$$Q_{\text{comb}} = \frac{\bar{Q}_{\text{comb}}}{\text{mol}_{\text{fuelmix}}} \quad (3.59)$$

Onde:

Q_{comb} – calor liberado na combustão da mistura combustível em base mássica, [J kg⁻¹].

A energia liberada pela combustão na unidade de tempo é obtida pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = m_{\text{comb}} \frac{Q_{\text{comb}}}{t_{\text{comb}}} \quad (3.60)$$

Onde:

\dot{Q}_{comb} – taxa de calor liberada na combustão pela queima do combustível, [W].

t_{comb} – tempo de duração da combustão, [s];

O tempo de duração da combustão é calculado da seguinte forma:

$$t_{\text{comb}} = \frac{60\psi}{2\pi N} \quad (3.61)$$

Onde:

ψ – intervalo angular no giro do virabrequim, correspondente à duração da combustão, [rad].

Conhecida a taxa de calor que é liberada pela queima do combustível, é necessário se obter os valores da pressão e temperatura instantânea no interior do cilindro, durante a expansão e durante a combustão.

Uma vez que na expansão durante a combustão o sistema é fechado (a injeção de combustível foi tratada na etapa de admissão), com adição de energia pela queima do combustível, aplicando-se o princípio de conservação da energia se obtém:

$$\frac{dU_{mg}}{dt} = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} \quad (3.62)$$

Ou:

$$m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{dT_{cil}}{dt} = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - \frac{dW_{pist}}{dt} \quad (3.63)$$

Para obter a pressão dentro do cilindro em função do tempo é necessário desenvolver matematicamente a equação (3.63). Inicia-se pela derivação a equação de estado, equação (3.17) em relação ao tempo:

$$\frac{d(p_{cil} V_{cil})}{dt} = R_{mg} \frac{d(m_{mg} T_{cil})}{dt} \quad (3.64)$$

Desenvolvendo a equação (3.64):

$$p_{cil} \frac{dV_{cil}}{dt} + V_{cil} \frac{dp_{cil}}{dt} = R_{mg} m_{mg} \frac{dT_{cil}}{dt} + R_{mg} T_{cil} \frac{dm_{mg}}{dt} \quad (3.65)$$

Dividindo a equação (3.65) por “ $p_{cil} V_{cil}$ ” se obtém:

$$\frac{1}{V_{cil}} \frac{dV_{cil}}{dt} + \frac{1}{p_{cil}} \frac{dp_{cil}}{dt} = \frac{1}{T_{cil}} \frac{dT_{cil}}{dt} + \frac{1}{m_{mg}} \frac{dm_{mg}}{dt} \quad (3.66)$$

Usando a equação (3.17) no termo da direita da equação (3.66):

$$\frac{1}{V_{cil}} \frac{dV_{cil}}{dt} + \frac{1}{p_{cil}} \frac{dp_{cil}}{dt} = \frac{1}{T_{cil}} \frac{dT_{cil}}{dt} + \frac{R_{mg} T_{cil}}{p_{cil} V_{cil}} \frac{d\left(\frac{R_{mg} T_{cil}}{p_{cil} V_{cil}}\right)}{dt} \quad (3.67)$$

Desenvolvendo o termo da direita da equação (3.67) e agrupando os termos semelhantes, se obtém:

$$\frac{dT_{cil}}{dt} = T_{cil} \left(\frac{1}{V_{cil}} \frac{dV_{cil}}{dt} + \frac{1}{p_{cil}} \frac{dp_{cil}}{dt} \right) \quad (3.68)$$

Usando o lado direito da equação (3.68) e a equação (3.9) e inserindo-os na equação (3.63) se obtém:

$$m_{mg} c_{v_{mg}} T_{mg} \left(\frac{1}{V_{cil}} \frac{dV_{cil}}{dt} + \frac{1}{p_{cil}} \frac{dp_{cil}}{dt} \right) = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - p_{cil} \frac{dV_{cil}}{dt} \quad (3.69)$$

Desenvolvendo:

$$m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{T_{cil}}{V_{cil}} \frac{dV_{cil}}{dt} + m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{T_{cil}}{p_{cil}} \frac{dp_{cil}}{dt} = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - p_{cil} \frac{dV_{cil}}{dt} \quad (3.70)$$

$$m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{T_{cil}}{V_{cil}} \frac{dp_{cil}}{dt} = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - p_{cil} \frac{dV_{cil}}{dt} - m_{mg} c_{v_{mg}} \frac{T_{cil}}{V_{cil}} \frac{dV_{cil}}{dt} \quad (3.71)$$

Usando a equação (3.17) se obtém:

$$m_{mg} \frac{T_{cil}}{V_{cil}} = \frac{p_{cil}}{R_{mg}} \quad (3.72)$$

$$m_{mg} \frac{T_{cil}}{p_{cil}} = \frac{V_{cil}}{R_{mg}} \quad (3.73)$$

Inserindo as equações (3.72) e (3.73) na equação (3.71):

$$\frac{V_{cil} c_{v,mg}}{R_{mg}} \frac{dp_{cil}}{dt} = \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - p_{cil} \frac{dV_{cil}}{dt} - \frac{p_{cil} c_{v,mg}}{R_{mg}} \frac{dV_{cil}}{dt} \quad (3.74)$$

Isolando na equação (4.74) o termo com a variação de pressão no tempo:

$$\frac{dp_{cil}}{dt} = \frac{R_{mg} \left(\dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{pist} - p_{cil} \frac{dV_{cil}}{dt} - \frac{p_{cil} c_{v,mg}}{R_{mg}} \frac{dV_{cil}}{dt} \right)}{V_{cil} c_{v,mg}} \quad (3.75)$$

Na etapa de expansão após a combustão, a temperatura pode ser obtida pela equação (3.38) e a pressão pela aplicação da equação (3.17). A massa da mistura gasosa no interior do cilindro, pelo princípio de conservação da massa é a massa já existente ao final da etapa de expansão com combustão.

O termo referente às trocas de calor na unidade de tempo entre as paredes do cilindro e o meio, pode ser obtido pela aplicação do conjunto de equações (3.21) a (3.27).

3.1.4 Etapa de Exaustão

A modelagem desenvolvida considera que todos os gases produtos da combustão, são esvaziados do cilindro e que uma nova mistura de ar e combustível é admitida nas etapas físicas seguintes do ciclo mecânico do motor.

A exaustão da mistura de gases da combustão do cilindro ocorre quando o pistão se descola do PMI ao PMS, os gases da combustão vão sendo retirados do cilindro.

A equação para obter a temperatura instantânea na etapa de exaustão é a equação (3.16), ficando para exaustão da seguinte forma:

$$\frac{dT_{cil}}{dt} = \left(\frac{\dot{Q}_{pist} - p_{cil} \frac{dV_{pist}}{dt} + c_{p_{mg}} m_{mg} T_{cil} - c_{v_{mg}} T_{cil} \frac{dm_{mg_{out}}}{dt}}{c_{v_{mg}} m_{mg}} \right) \quad (3.76)$$

Onde:

m_{mg} – massa de gases dentro do cilindro, [kg];

$\frac{dm_{mg_{out}}}{dt}$ – taxa mássica de gases que saem do cilindro, [kg s⁻¹].

O calor trocado no cilindro pode ser obtido pela aplicação do conjunto de equações (3.21) a (3.27).

As equações que permitem obter a taxa mássica de gases que saem do cilindro são as seguintes:

$$\frac{dm_{mg_{out}}}{dt} = \dot{m}_{mg_{out}} \quad (3.77)$$

$$\dot{m}_{mg_{out}} = A_{val} C_d \sqrt{2\rho_{mg} (p_{cil} - p_{atm})} \quad (3.78)$$

Os valores instantâneos de volume, massa contida no cilindro e pressão todos em função do tempo, podem ser calculados respectivamente pelas equações, (3.4), (3.7) e (3.17).

O termo referente às trocas de calor na unidade de tempo entre as paredes do cilindro e o meio, pode ser obtido pela aplicação do conjunto de equações (3.21) a (3.27).

3.1.5 Pressão média indicada, pressão média efetiva, pressão média de atrito, potência indicada no cilindro e potência e torque efetivo no cilindro

No modelo desenvolvido, são calculados a cada instante nas quatro etapas físicas do ciclo mecânico do motor, os valores instantâneos de volume, pressão, temperatura e massa contida no cilindro.

Os valores obtidos pelo modelo para pressão na cabeça do pistão são denominados de “indicados”. O termo “indicado” deriva do uso de um tipo de aparelho usado para medir a pressão instantânea no cabeçote do motor onde era instalado (era instalado no cabeçote de forma semelhante a uma vela de ignição), ao tempo em que registrava os valores em um gráfico através de uma pena em papel, indicando os valores instantâneos da pressão em função do volume instantâneo do cilindro.

Dispondo dos valores instantâneos indicados de pressão e dispondo dos valores instantâneos de volume e temperatura e conhecendo-se previamente as características geométricas do motor (diâmetro e curso do cilindro, razão de compressão), é possível se construir diagramas que relacionam essas grandezas entre si. Um exemplo é o diagrama que relaciona o volume do cilindro com a pressão a cada instante ou a temperatura em cada instante de tempo do ciclo mecânico do motor.

Com os dados de pressão indicada por volume realizando-se a integração matemática das curvas das quatro etapas do motor (pressão instantânea versus volume instantâneo nas quatro etapas), obtém-se o trabalho indicado disponibilizado pelo cilindro a cada ciclo mecânico do motor (no caso de motor de quatro tempos, como é o caso neste trabalho, duas voltas do virabrequim).

Conhecendo-se o trabalho indicado, se obtém a pressão média indicada pela seguinte equação:

$$P_{med\ ind} = \frac{W_{ind\ pist}}{Cil} \quad (3.79)$$

Onde:

$W_{ind\ pist}$ – trabalho indicado realizado por um pistão, [J];

$P_{med_{ind}}$ – pressão média indicada na cabeça do pistão, [$N\ m^{-2}$]

Cil – cilindrada unitária, [m^3]

A potência indicada disponibilizada pelo pistão é obtida a partir do trabalho indicado realizado pelo pistão:

$$\dot{W}_{ind_{pist}} = \frac{W_{ind_{pist}}}{\Delta t_{cm}} \quad (3.80)$$

Onde:

$\dot{W}_{ind_{pist}}$ – potência indicada desenvolvida pelo pistão do motor, [W];

Δt_{cm} – tempo necessário para duas revoluções do motor, [s].

A potência indicada desenvolvida pelo pistão é por definição a soma da potência efetiva, que é a potência líquida disponibilizada no eixo pelo pistão, com a potência de atrito do motor. A potência de atrito nas partes móveis do motor engloba todas as perdas por atrito que acontecem no motor devido ao atrito, como o atrito nos anéis com as camisas, nos mancais com os colos do virabrequim e nos pinos de pistão com a biela. Heywood (1988) considera incluso na potência de atrito a taxa de energia dispendida no tempo, para acionar os equipamentos auxiliares do motor como a bomba de combustível, bomba de circulação de óleo lubrificante e a bomba de fluido refrigerante além de outras perdas menores e apresenta uma equação empírica que permite calcular as perdas devido ao atrito em motores diesel com injeção direta de combustível, em função da velocidade média do pistão e da rotação do motor, calculando as perdas na forma de uma perda de pressão:

$$P_{med_{atr}} = C_1 + \frac{48\ N}{1000} + 0,4\ \bar{S}_{pist}^2 \quad (3.81)$$

Onde:

C_1 – constante com valor de 75000 N m^{-2} ;

$p_{\text{med atr}}$ – pressão média de atrito, $[\text{N m}^{-2}]$;

A pressão média efetiva na cabeça dos pistões é por definição a pressão hipotética constante que aplicada na cabeça do pistão, produz o mesmo trabalho efetivo que produz a pressão variável durante o ciclo mecânico do motor e pode ser obtida pela seguinte equação:

$$P_{\text{med ef}} = P_{\text{med ind}} - P_{\text{med atr}} \quad (3.82)$$

Onde:

$p_{\text{med ef}}$ – pressão media efetiva na cabeça do pistão, $[\text{N m}^{-2}]$.

A potência efetiva desenvolvida pelo pistão no motor é:

$$\dot{W}_{\text{ef pist}} = \frac{p_{\text{med ef}} C_{il}}{\Delta t_{\text{cm}}} \quad (3.83)$$

Onde:

$\dot{W}_{\text{ef pist}}$ – Potência efetiva desenvolvida pelo pistão do motor, $[\text{W}]$;

O torque efetivo desenvolvido pelo pistão é obtido pela equação abaixo:

$$\tau_{\text{ef pist}} = \frac{60 \dot{W}_{\text{ef pist}}}{2\pi N} \quad (3.84)$$

Onde:

$\tau_{\text{ef,pist}}$ – torque efetivo produzido pelo pistão do motor, [N m].

3.1.6 Potência, torque e rendimento efetivos do motor

A potência efetiva desenvolvida pelo motor é a potência efetiva desenvolvida por um pistão multiplicado pelo número de pistões do motor:

$$\dot{W}_{\text{ef}} = \dot{W}_{\text{ef,pist}} \text{ NP} \quad (3.86)$$

Onde:

\dot{W}_{ef} – potência efetiva total, [W];

NP – número de pistões do motor.

O torque efetivo desenvolvido pelo motor é o torque efetivo desenvolvido por um pistão multiplicado pelo número de pistões do motor:

$$\tau_{\text{ef}} = \tau_{\text{ef,pist}} \text{ NP} \quad (3.87)$$

Onde:

τ_{ef} – torque total desenvolvido pelo motor, [N m].

O rendimento efetivo do motor é obtido pela seguinte equação:

$$\eta_{\text{ef}} = \frac{\dot{W}_{\text{ef}}}{\dot{Q}_{\text{comb}}} \quad (3.85)$$

Onde:

η_{ef} – rendimento efetivo do motor, [%].

3.2 PROCEDIMENTO DE AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

O modelo foi testado em simulações e necessitou de ajustes os quais foram realizados determinando constantes de ajuste pela solução de um problema inverso de estimativa de parâmetros usando dois conjuntos de dados reais de dois motores. Na sequência os dois motores iniciais e mais dois motores adicionais foram simulados comprovando a eficácia do ajuste realizado no modelo. O procedimento realizado está detalhado na sequência desta Tese.

O modelo matemático permite inúmeras possibilidades de simulações, possibilitando conhecer com boa aproximação, a realidade de cada configuração analisada em particular. Adiante nesta Tese, está demonstrada a validade do modelo, mediante ajustes realizados e vários gráficos com simulações de parâmetros geométricos do motor e com os diferentes combustíveis pré-determinados. É importante, entretanto, salientar que as possibilidades do modelo, vão muito além do que foi demonstrado nesta Tese, onde o modelo foi validado e foram dados apenas alguns exemplos das possibilidades que o modelo proposto permite, em termos de simulação computacional.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 AJUSTE DO MODELO MATEMÁTICO

O modelo desenvolvido foi codificado em linguagem Fortran e foram aplicadas as equações que possibilitam a obtenção dos valores instantâneos de volume, temperatura e pressão no cilindro. Posteriormente, foram obtidos os valores de torque efetivo por cilindro e total, potência efetiva por cilindro e total e rendimento efetivo do motor, além do consumo horário de combustível, conforme modelo matemático.

O modelo foi aplicado a um motor Lintec 4LD 2500 de quatro cilindros, acionado a diesel, refrigerado a água e a um motor MWM 229.6 de seis cilindros, estudado por Pereira (2006) que usou diesel e gás natural, também refrigerado a água. Os dados técnicos referentes a estes motores estão no apêndice 2.

Nesta Tese o valor aceitável de erro em valor absoluto na comparação entre os valores obtidos pelo modelo e os valores reais foi considerado como sendo de no máximo 10% no valor do erro relativo.

A simulação computacional iniciou por buscar um diâmetro de válvula para o motor analisado que resultasse em valores para o consumo horário real de ar e de combustível com a diferença de valores obtidos pelo modelo e reais, não excedendo a faixa de tolerância pré-estabelecida de 10%.

O consumo horário real de combustível para o motor Lintec foi obtido pela equação abaixo, com dados conforme curvas características deste motor, no apêndice 2:

$$CHC_r = (SFC_r \dot{W}_{ef_r}) 10^6 \quad (4.1)$$

Onde:

CHC_r – consumo horário de combustível real do motor, [kg h⁻¹];

SFC_r – consumo específico de combustível do motor, [g kWh⁻¹]

\dot{W}_{ef_r} – potência efetiva real do motor, [W]

O consumo horário de combustível no modelo foi obtido pela equação:

$$\text{CHC}_m = \frac{m_{\text{fuelmix}}}{t_{\text{cm}}} 3600 \text{ NP} \quad (4.2)$$

Onde:

CHC_m – consumo horário de combustível calculado pelo modelo, [kg h^{-1}];

Para o motor MWM 229.6, Pereira (2006) realizou medições experimentais de consumo de ar e combustível a cada razão de equivalência, e o diâmetro da válvula foi escolhido em função dos valores destes parâmetros. A diferença de valores obtidos pelo modelo e reais, não excedeu a faixa de tolerância pré-estabelecida de 10%.

Na sequência, aplicando o modelo com o diâmetro de válvula escolhido foram obtidos os valores do rendimento, potência e torque efetivos. Calculam-se ainda os respectivos erros relativos entre os valores encontrados pelo modelo e os valores reais.

As tabelas 1 e 2 no apêndice 1 resumem, respectivamente, os resultados da aplicação do modelo matemático ao motor Lintec 4LD 2500 na faixa de rotações operacionais conforme curvas características e ao motor MWM 229.6 conforme razão de equivalência na experimentação. São mostrados os valores obtidos pelo modelo e os valores reais para o consumo horário de combustível, rendimento, potência e torque efetivos, com os respectivos erros relativos para os motores funcionando com diesel. Informa ainda, a rotação ou a relação de equivalência usada no diâmetro da válvula adequado encontrado pela simulação com o modelo, o qual consta do cabeçalho da respectiva tabela onde estão agrupados os dados obtidos pelas respectivas simulações efetuadas.

Os gráficos 4.1 a 4.4 mostram, respectivamente, os valores de consumo horário de combustível, potência efetiva, torque efetivo e rendimento efetivo versus rotação, obtidos pelo modelo e reais para o motor Lintec 4LD 2500 funcionando com diesel, conforme dados da tabela 1 no apêndice 1.

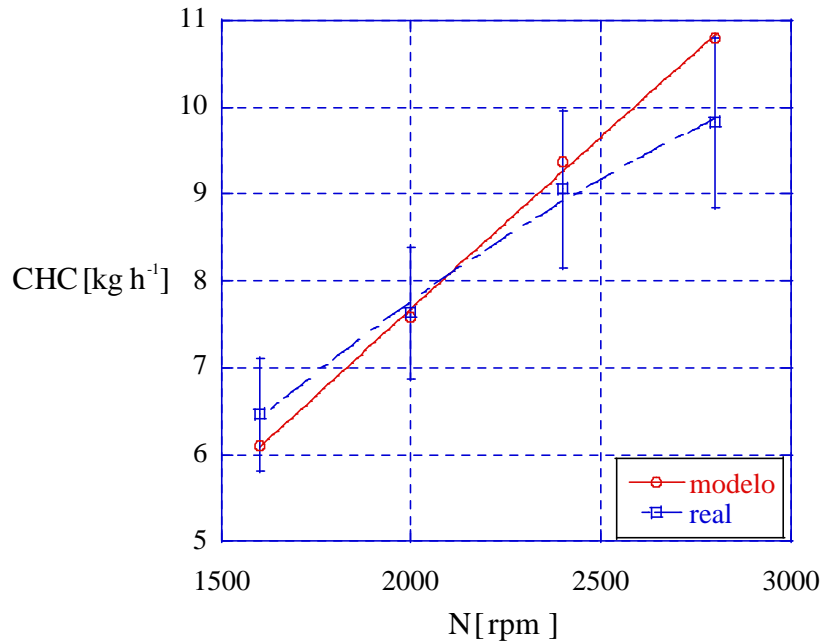


Gráfico 4.1 – Modelo sem ajuste – consumo horário de combustível, motor Lintec 4LD 2500.

No gráfico 4.1 o erro relativo entre os valores do modelo e os valores reais é menor que 10%, sendo a representação do modelo aceitável para o consumo horário de combustível do motor analisado.

Nos gráficos 4.2 e 4.4 as barras verticais mostram erros de 10% em valor absoluto sobre os valores reais de potência e rendimento efetivo. Os valores obtidos pelo modelo apresentam erro com valor absoluto superior a 10% e o modelo não está representando de forma adequada os parâmetros analisados.

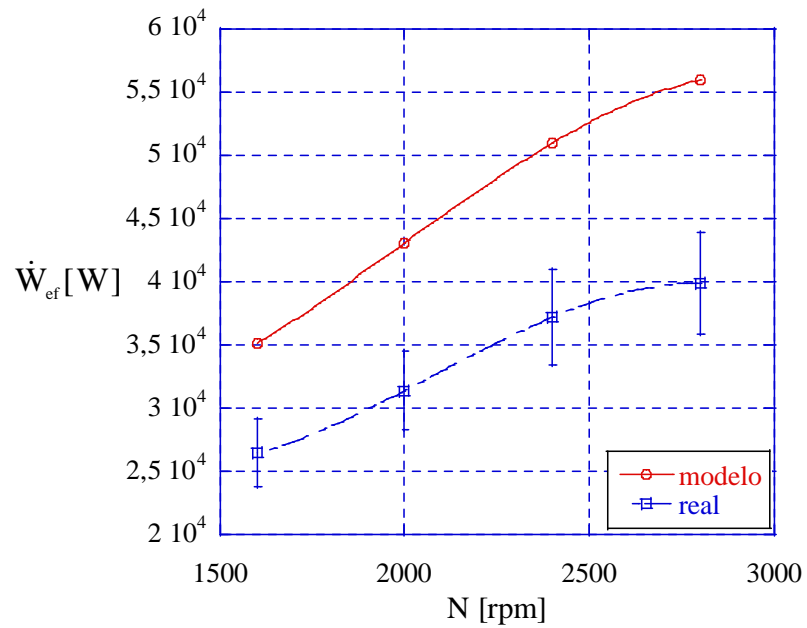


Gráfico 4.2 – Modelo sem ajuste – potência efetiva, motor Lintec 4LD 2500.

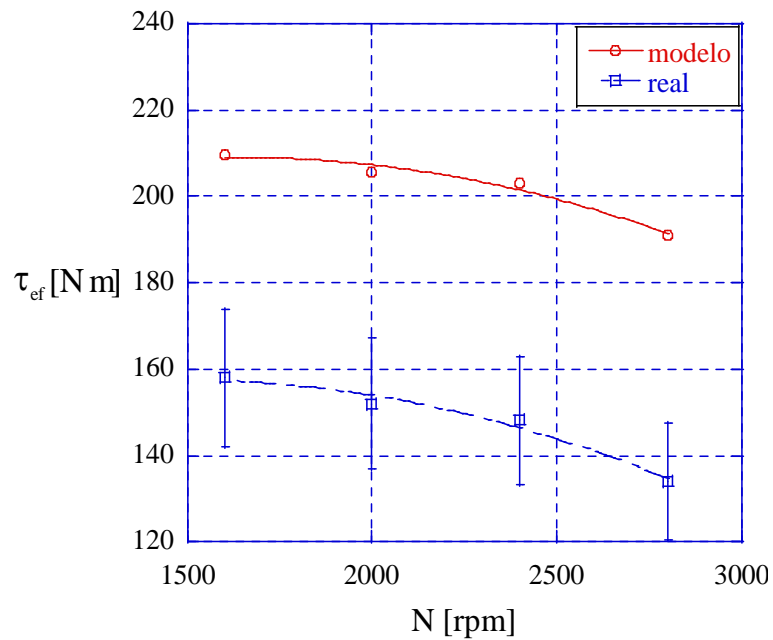


Gráfico 4.3 – Modelo sem ajuste – torque efetivo, motor Lintec 4L 2500.

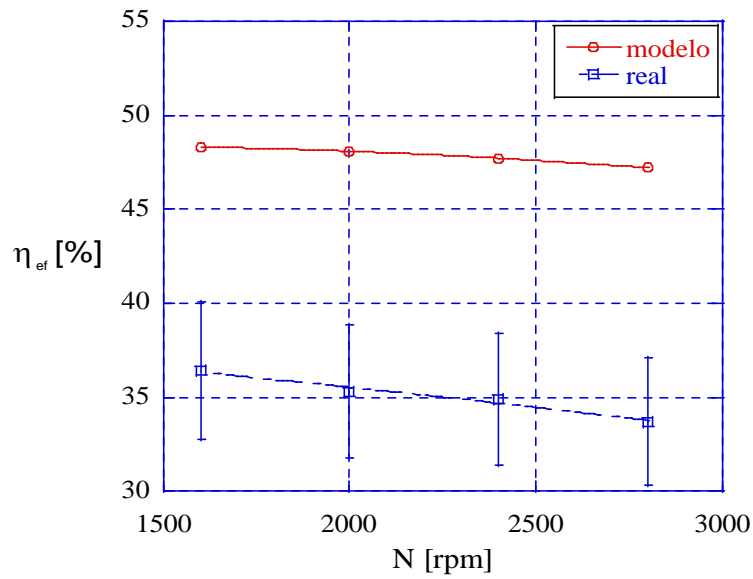


Gráfico 4.4 - Modelo sem ajuste – rendimento efetivo, motor Lintec 4LD 2500.

Os gráficos 4.5 a 4.8 mostram, respectivamente, os valores de consumo horário de combustível, potência, torque e rendimento efetivo versus razão de equivalência, obtidos pelo modelo e reais para o motor MWM 229.6 funcionando com diesel, conforme dados da tabela 2 no apêndice 1.

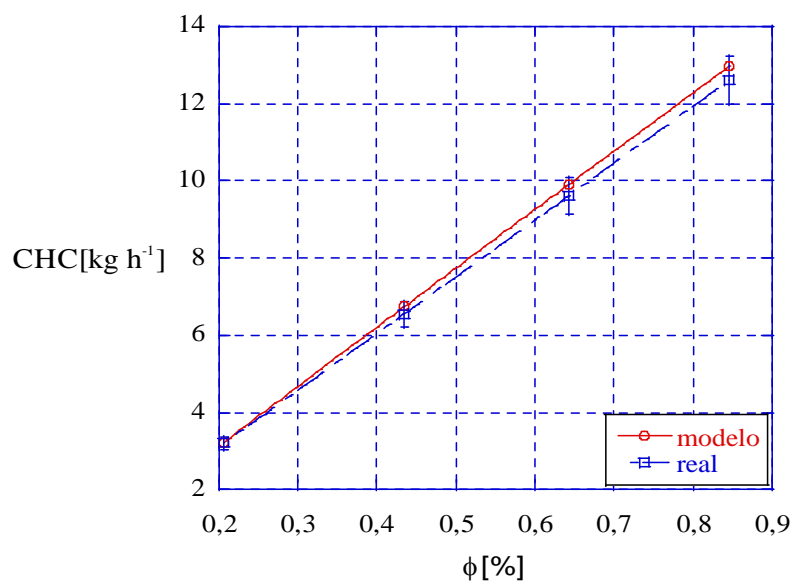


Gráfico 4.5 - Modelo sem ajuste – consumo horário de combustível, motor MWM 229.6.

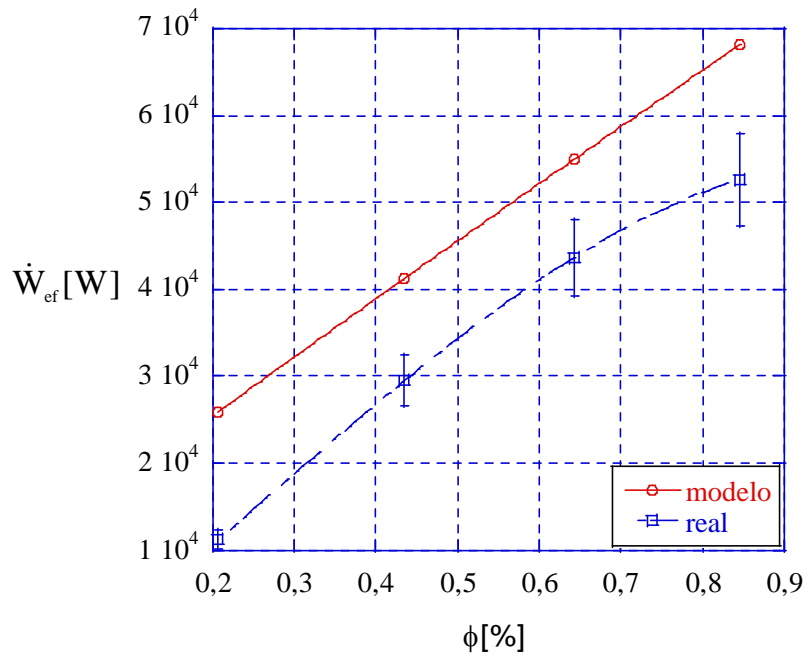


Gráfico 4.6 – Modelo sem ajuste – potência efetiva, motor MWM 229.6.

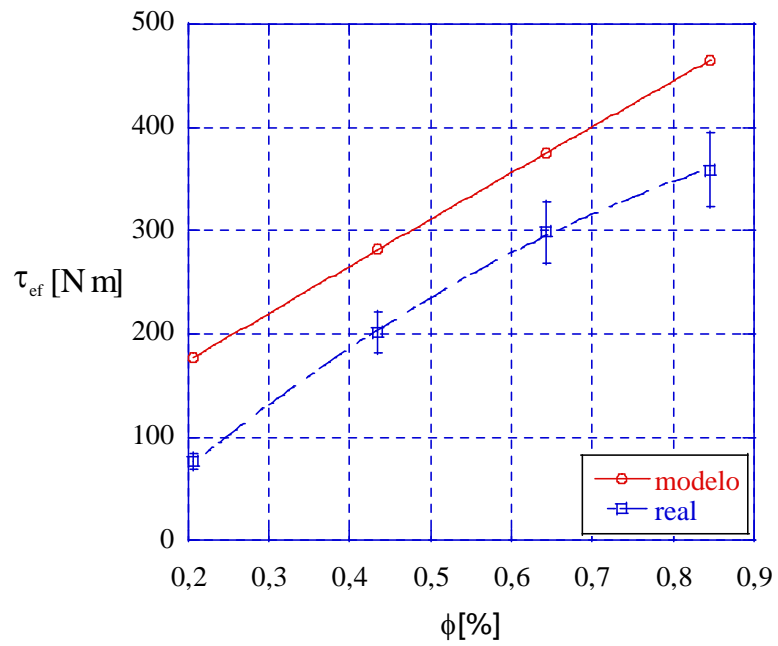


Gráfico 4.7 – Modelo sem ajuste – torque efetivo, motor MWM 229.6.

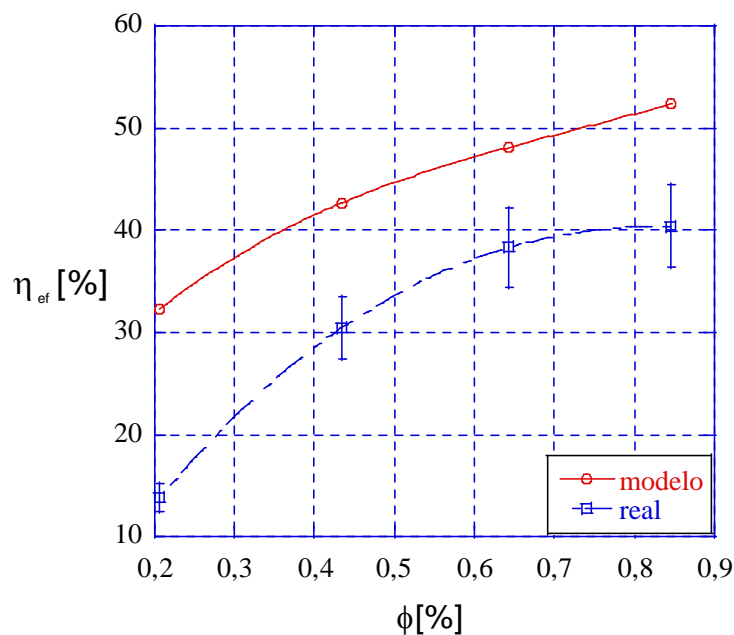


Gráfico 4.8 – Modelo sem ajuste – rendimento efetivo, motor MWM 229.6.

No gráfico 4.5, as barras verticais mostram que os valores obtidos pelo modelo estão dentro da faixa de 10% de tolerância, com o modelo representando adequadamente o consumo horário de combustível para o motor analisado.

Nos gráficos 4.6 a 4.8 as barras verticais mostram erros de 10% em valor absoluto sobre os valores reais de potência, torque e rendimento efetivo. Os valores obtidos pelo modelo apresentam erro com valor absoluto superior a 10% e o modelo não está representando de forma adequada os parâmetros analisados.

Pelo observado nos gráficos de 4.1 e 4.5 e nas tabelas 1 a 2 no apêndice 1, para o consumo horário de combustível o modelo apresentou resultados com erros abaixo da faixa pré-estabelecida de 10% em valor absoluto comprovando adequabilidade para representar este parâmetro.

Para a potência, torque e rendimento efetivos os valores encontrados pelo modelo apresentaram erros apreciáveis em relação aos valores reais, como pode ser observado nos gráficos, 4.2, 4.3, 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8 de onde se concluiu pela necessidade de se realizar ajustes no modelo.

Foi observada ainda, a necessidade de ajustar a equação (3.81), que calcula a pressão média de atrito do motor. Verificou-se este fato ao realizar a comparação entre dados obtidos pela equação e dados reais obtidos por Pereira (2006), nos motores MWM 4.07 TDA, MWM 4.10 TDA, MWM 229.6 e MWM TD 229 EC6. A tabela 3 no apêndice 1, mostra os valores obtidos pela multiplicação de coeficientes constantes ao valor obtido pela equação (3.81) para cada motor em sua rotação de operação, mostrando também o valor obtido na experimentação. Dos coeficientes testados, o que obteve valores pela equação (3.81) com número de resultados mais próximos dos valores reais, foi o coeficiente 0,8, sendo este o valor de ajuste adotado.

A equação (3.81) ajustada é mostrada a seguir:

$$P_{\text{med atr}} = 0,8 \left(C_1 + \frac{48 N}{1000} + 0,4 \overline{S}_{\text{pist}}^2 \right) \quad (4.3)$$

Uma vez que o modelo deu resultados dentro da faixa de tolerância para os consumos horários de ar e de combustível, concluiu-se por ajustar os valores da potência efetiva produzida pelo motor. Portanto, considerou-se que um ajuste sobre os valores da potência efetiva, como consequência ajustaria os valores do torque e do rendimento efetivos.

Observou-se que o parâmetro que influi diretamente sobre o valor da potência efetiva é a taxa de transferência de calor líquida do ciclo do motor. Esse efeito provavelmente é decorrente do cálculo aproximado das perdas de calor pelas paredes dos cilindros em que foram utilizadas equações empíricas no modelo matemático. Buscando um coeficiente para ajustar o valor da taxa de transferência de calor liberada no ciclo do motor, optou-se por ajustar o valor da energia térmica liberada na combustão. As tabelas 4 e 5 no apêndice 1, ilustram o procedimento para a correção do valor da taxa de transferência de calor líquido na combustão realizado pela aplicação de divisores sobre a energia térmica liberada na combustão em base mássica, mostrando a aplicação de três valores diferentes, entre vários outros valores simulados, para ilustrar como o processo foi realizado e mostram, respectivamente, para os motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, os dados reais de potência efetiva versus rotação ou razão de equivalência conforme catálogo ou experimentação e os resultados para potência efetiva a cada rotação ou razão de equivalência obtida pelo modelo, pela aplicação dos divisores. Foram usados coeficientes constantes como divisores da energia

térmica liberada na combustão em base mássica, para ajustar o modelo a partir de dados reais dos motores e com resultados da potência efetiva obtida pelo modelo, dentro da tolerância de erro de 10%.

Os gráficos 4.9 e 4.10 mostram, respectivamente, a potência efetiva versus rotação para o motor Lintec 4LD 2500 e a potência efetiva versus razão de equivalência para o motor MWM 229.6. Sobre a taxa de calor liberada no ciclo do motor foi realizada a divisão por coeficientes constantes. Os valores dos coeficientes e os resultados obtidos para a potência efetiva, estão as tabelas 4 e 5 no apêndice 1. Os valores da potência efetiva real para os dois motores analisados, são conforme dados no apêndice 2.

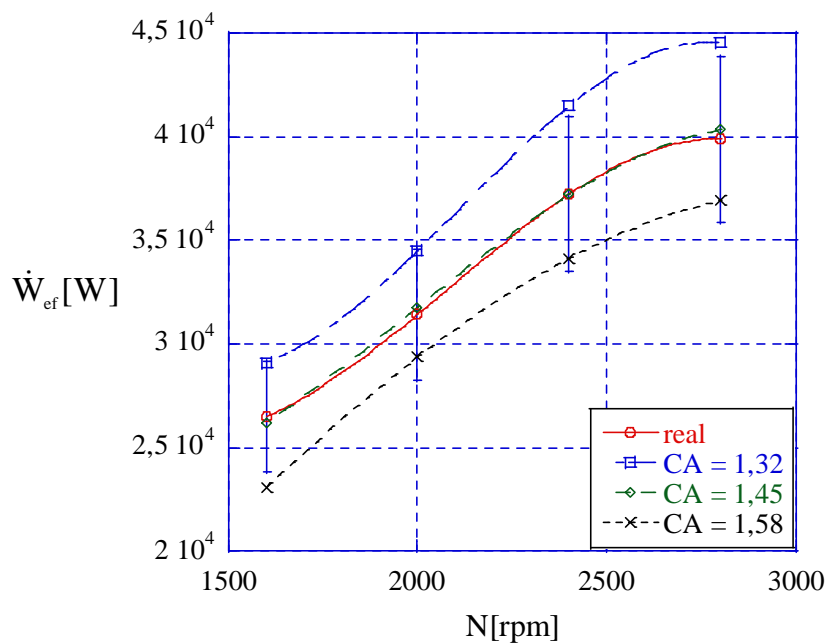


Gráfico 4.9 – Potência efetiva – coeficientes de ajuste, motor Lintec 4LD 2500.

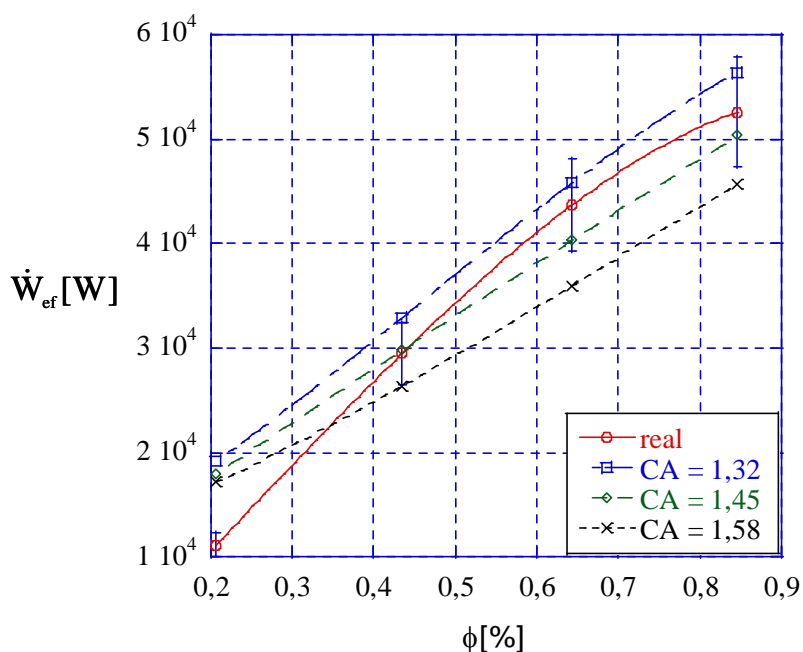


Gráfico 4.10 – Potência efetiva – coeficientes de ajuste, motor MWM 229.6.

Como pode ser observado nos gráficos 4.9 e 4.10 e nas tabelas 4 e 5 no apêndice 1, o divisor com valor de 1,45 foi aplicado, sobre a energia térmica liberada na combustão em base mássica. Considerou-se a tolerância de 10% em valor absoluto, para obter resultados com valores mais próximos aos valores reais e por esse motivo, o divisor com valor de 1,45 foi o valor adotado como constante no modelo para correção do valor da taxa de transferência de calor líquido na combustão.

4.2 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

O modelo ajustado foi aplicado novamente aos motores, Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6 e a outros não utilizados para o ajuste do modelo, i.e., os motores Agrale M790 e Lintec 3LD 1500, com dados conforme tabelas 6 a 9 no apêndice 1. O apêndice 2, traz informações dos motores Agrale M790 e Lintec 3LD 1500.

Os gráficos 4.11 a 4.13 mostram, respectivamente, os valores da potência, torque e rendimento efetivos versus rotação, obtidos pelo modelo ajustado e reais para o motor Lintec 4LD 2500 funcionando com diesel. Novamente foram colocadas barras verticais delimitando

o erro com variação de 10% em relação aos valores medidos nos pontos de potência, torque e rendimento efetivo. Verifica-se que os valores obtidos pelo modelo matemático ficaram compreendidos dentro desta faixa, comprovando a adequabilidade do ajuste realizado.

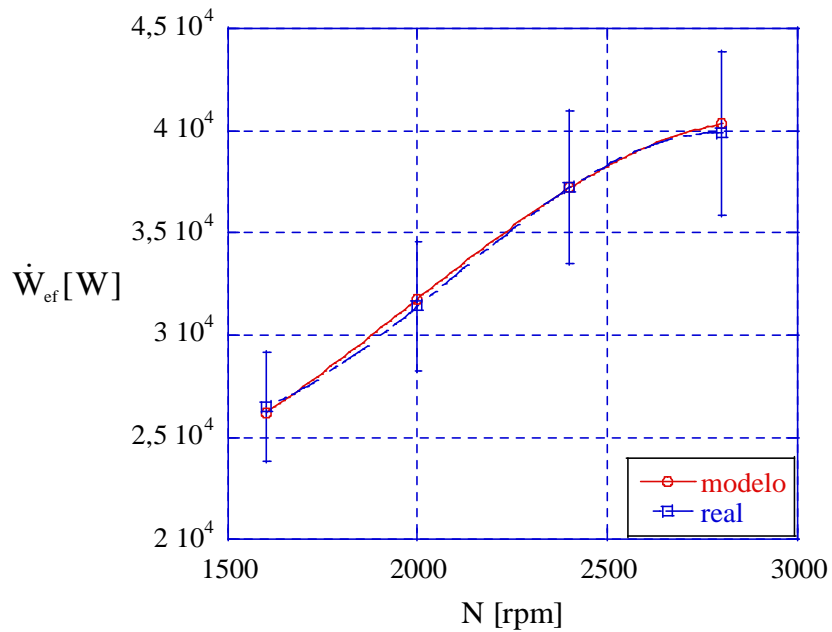


Gráfico 4.11 - Modelo ajustado – potência efetiva, motor Lintec 4LD 2500.

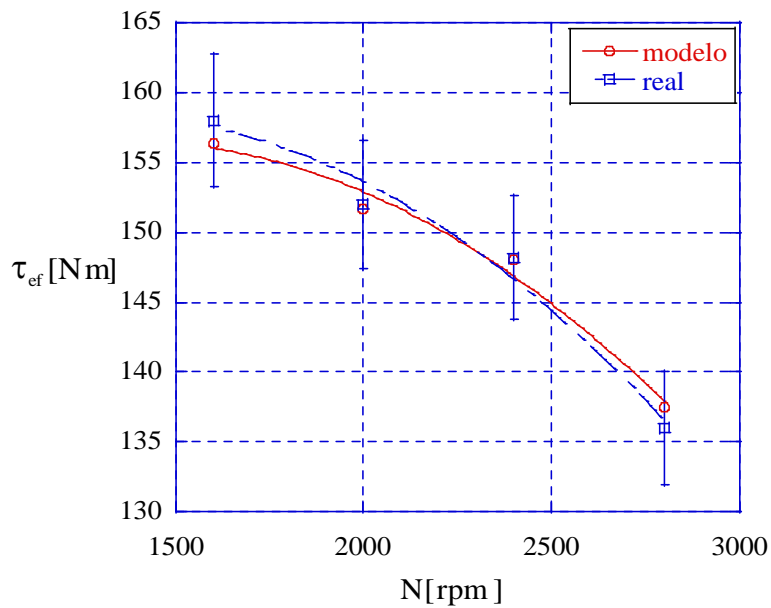


Gráfico 4.12 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor Lintec 4LD 2500.

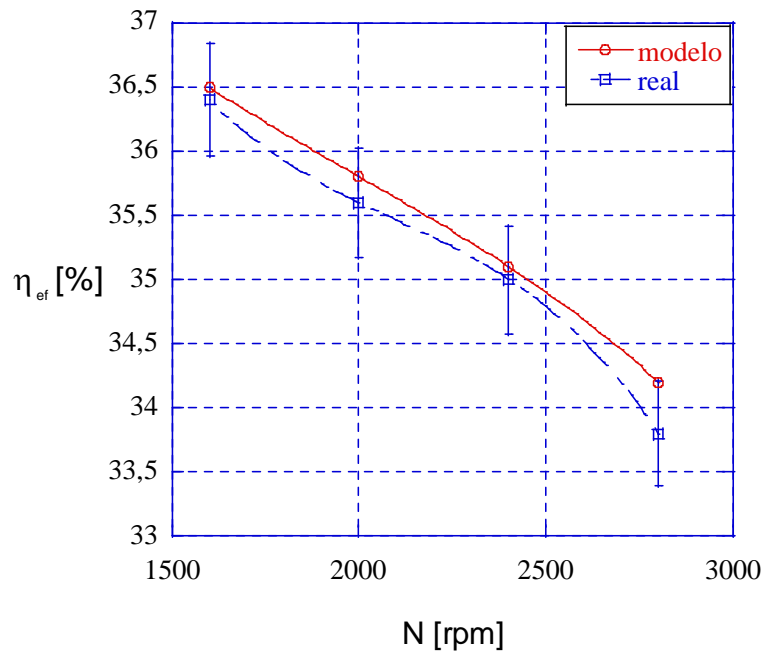


Gráfico 4.13 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor Lintec 4LD 2500.

Os gráficos 4.14 a 4.16 mostram, respectivamente, os valores da potência, torque e rendimento efetivos versus razão de equivalência, obtidos tanto pelo modelo matemático ajustado como os reais medidos para o motor MWM 229.6 funcionando com diesel:

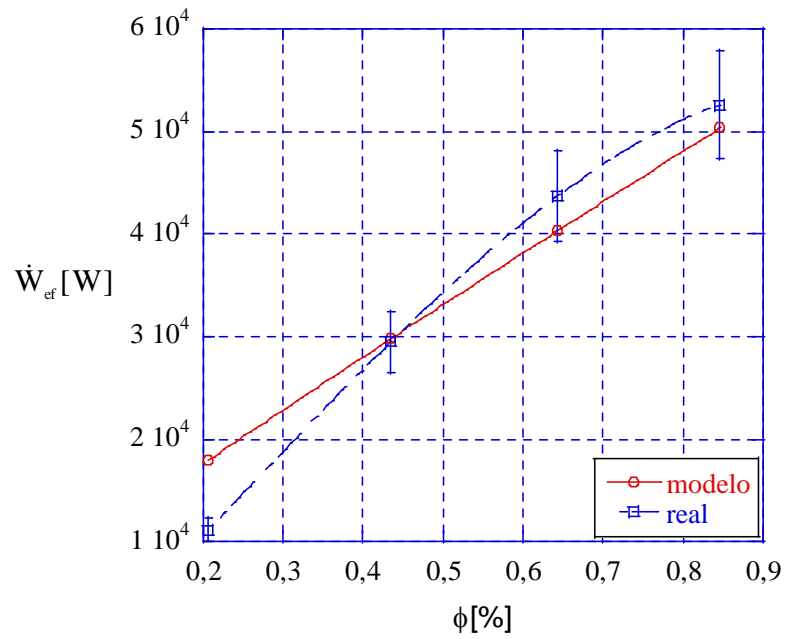


Gráfico 4.14 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor MWM 229.6.

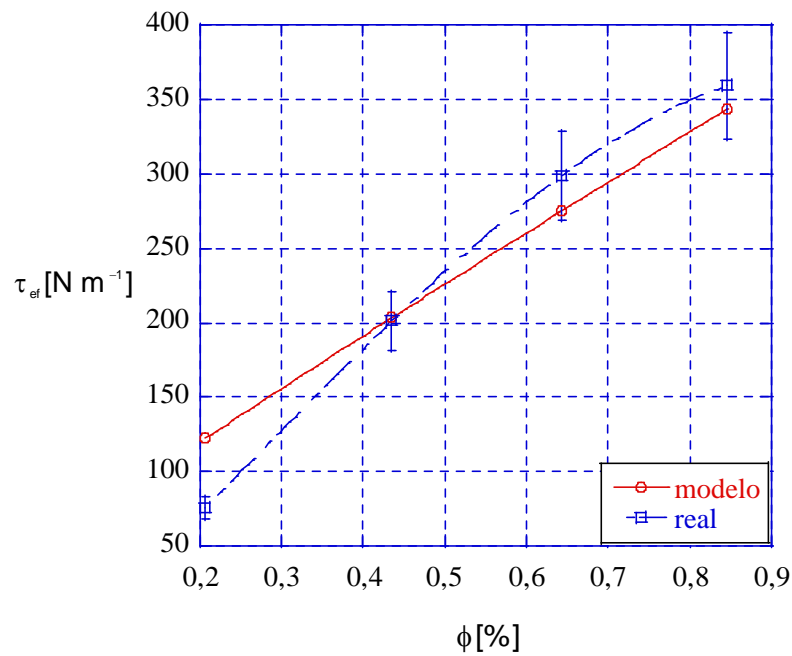


Gráfico 4.15 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor MWM 229.6.

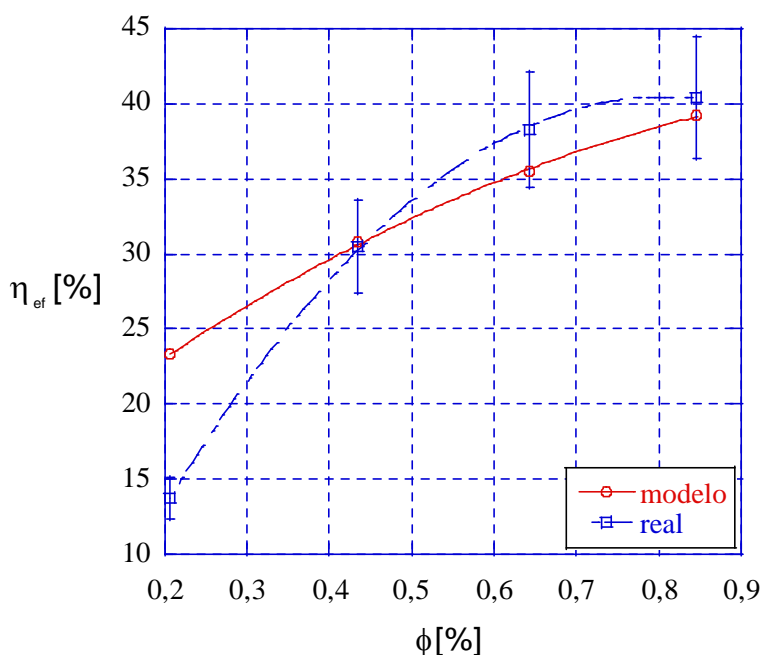


Gráfico 4.16 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor MWM 229.6.

Nos gráficos 4.14 a 4.16 estão indicados erros de até 10% em valor absoluto nos pontos medidos experimentalmente de potência, torque e rendimento efetivos. Os valores obtidos pelo modelo matemático ficaram compreendidos dentro desta faixa, para razão de equivalência acima de 0,359. Abaixo desse valor, até a razão de equivalência com 0,207, o modelo apresenta um erro crescente o que caracteriza uma limitação de não poder representar parâmetros funcionais com motores funcionando com valores abaixo de 0,359 na razão de equivalência. No entanto, este valor corresponde a cerca de três vezes o valor de AFR_{est} , e a faixa com AFR_{est} acima de 0,359 cobre a quase totalidade das aplicações práticas de motores diesel conhecidas. Portanto o modelo assim validado atenderá a toda esta classe de aplicações.

Os gráficos 4.17 a 4.20 mostram, respectivamente, os valores de consumo horário de combustível, potência, torque e rendimento efetivos versus rotação, obtidos tanto pelo modelo matemático ajustado como reais para o motor Agrale M790 funcionando com diesel com dados da tabela 8 no apêndice 1 (os dados são da potência NF nas curvas características, para a qual corresponde a curva de torque logo abaixo das curvas de potência no catálogo do motor).

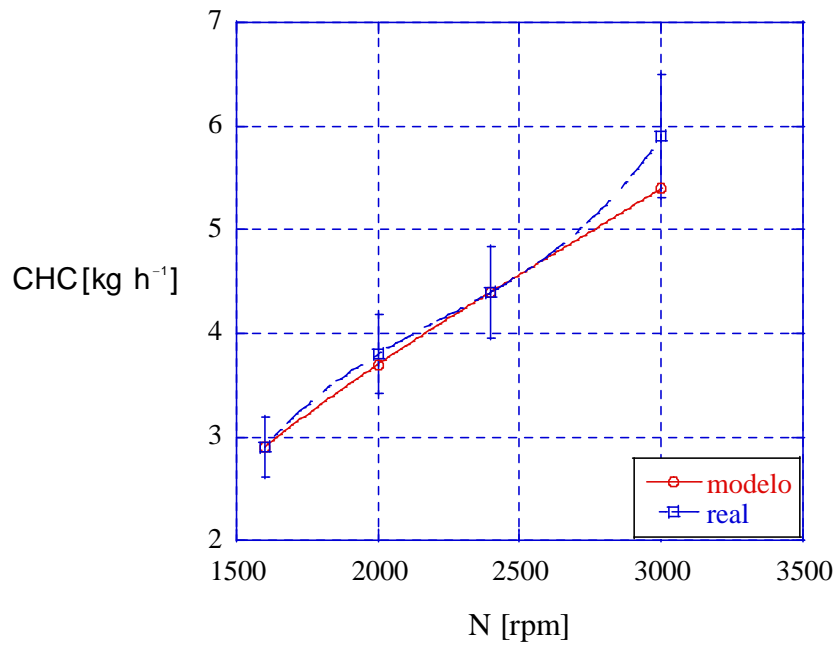


Gráfico 4.17 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, motor Agrale M790.

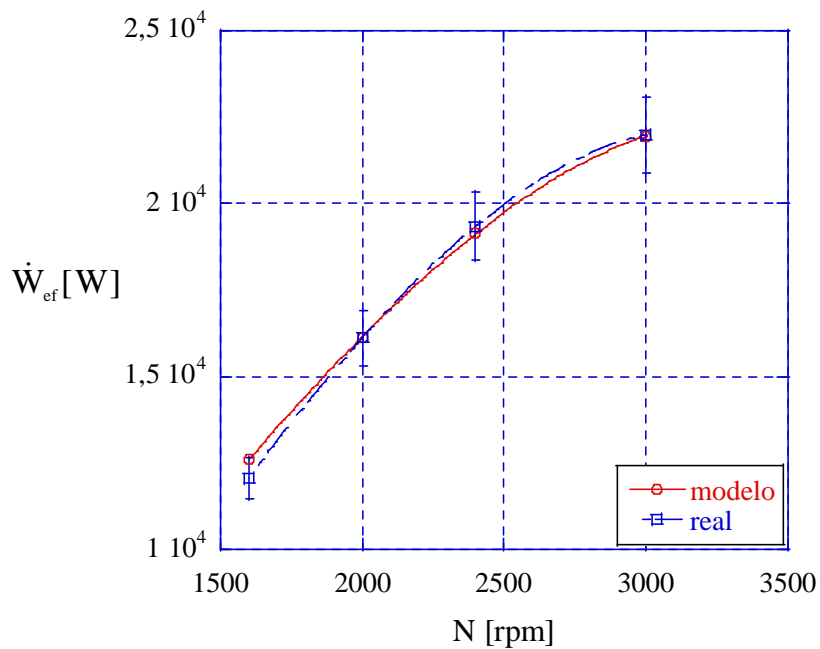


Gráfico 4.18 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor Agrale M790.

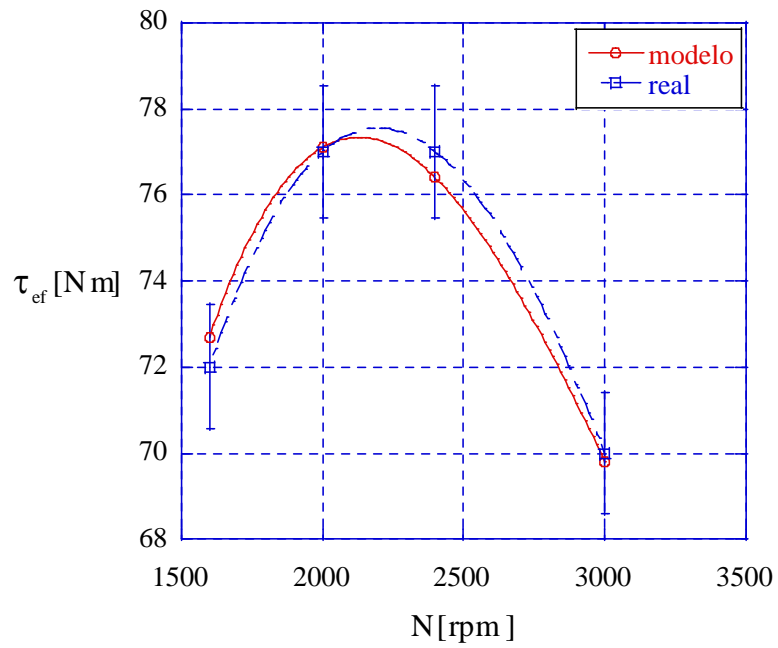


Gráfico 4.19 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor Agrale M790.

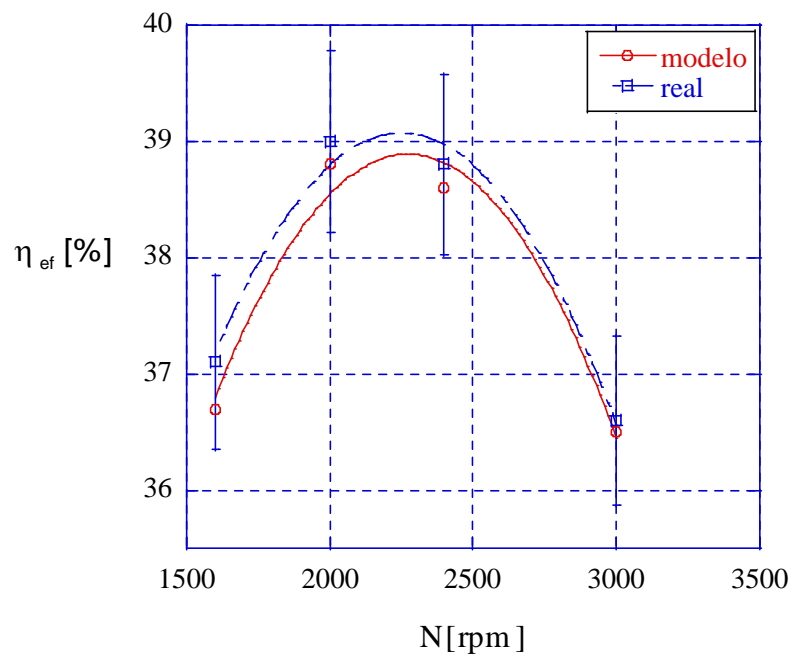


Gráfico 4.20 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor Agrale M790.

Nos gráficos 4.17 a 4.20 o erro de 10% em valor absoluto, indicado nos pontos com valores reais está de acordo com os valores obtidos pelo modelo matemático ajustado, os quais se encontram dentro da tolerância de erro.

Os gráficos 4.21 a 4.24 mostram, respectivamente, os valores do consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo versus rotação, obtidos tanto pelo modelo ajustado como reais para o motor Lintec 3LD 1500 funcionando com diesel conforme dados da tabela 9 no apêndice 1.

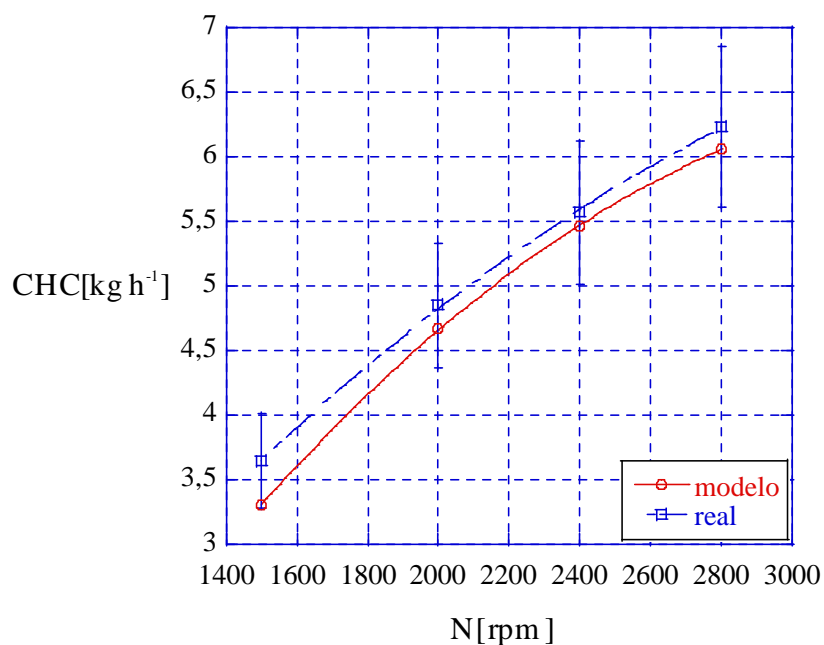


Gráfico 4.21 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, motor Lintec 3LD 1500.

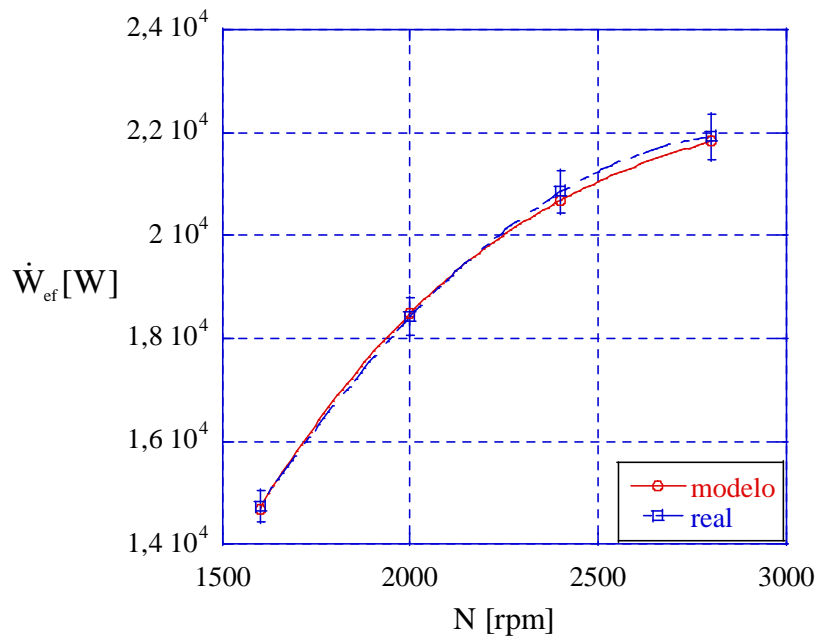


Gráfico 4.22 – Modelo ajustado – potência efetiva, motor Lintec 3LD 1500.

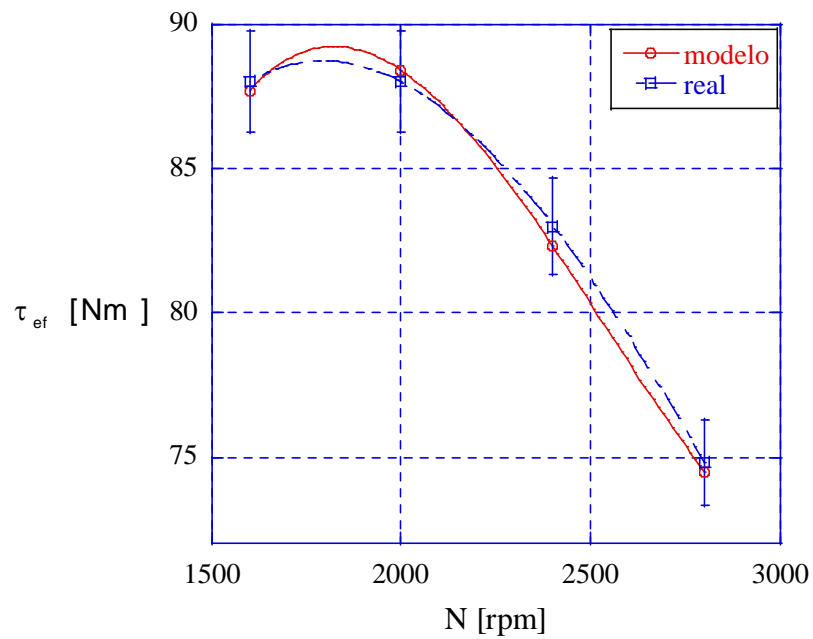


Gráfico 4.23 – Modelo ajustado – torque efetivo, motor Lintec 3LD 1500.

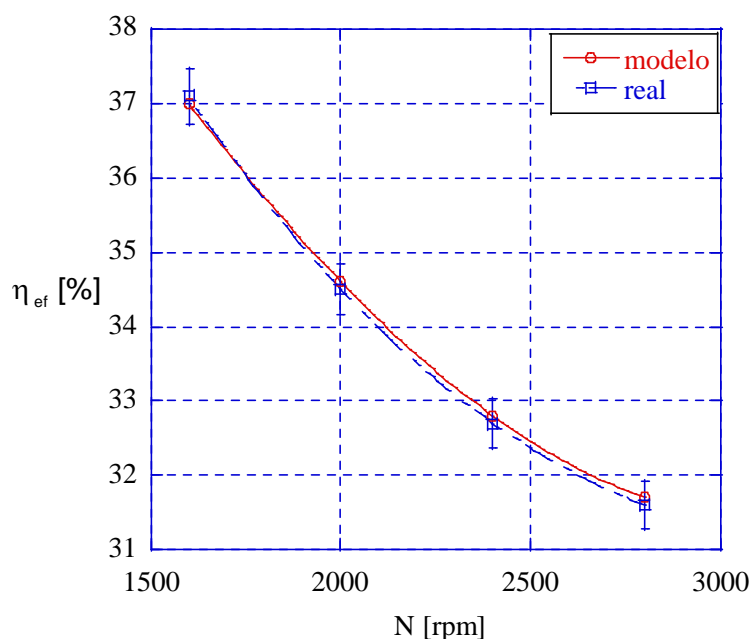


Gráfico 4.24 – Modelo ajustado – rendimento efetivo, motor Lintec 3LD 1500.

Nos gráficos 4.21 a 4.24 o erro de 10% em valor absoluto, indicado nos pontos com valores reais está de acordo com os valores obtidos pelo modelo matemático ajustado, os quais se encontram dentro da tolerância de erro.

Pelo observado nas figuras de 4.11 a 4.24, e nos valores das tabelas 6 a 9 no apêndice 1, a menos do desvio apresentado quando a simulação envolveu valores da relação de equivalência abaixo de 0,359 (motor MWM 229.6), o modelo mostrou aptidão para simular o comportamento de motores ICO usando diesel como combustível. Considera-se, portanto que o modelo matemático assim validado experimentalmente tem potencial para utilização em simulação, controle, projeto e otimização de motores diesel aspirados. Espera-se também que o modelo venha a apresentar resultados confiáveis com o uso de outros combustíveis ou misturas combustíveis, desde que sua composição seja apropriadamente conhecida.

4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA

Para mostrar a influência dos parâmetros geométricos no projeto de motores diesel, algumas variações desses parâmetros foram simuladas no modelo em dois motores, o Lintec 4LD 2500 e o MWM 229.6.

Os gráficos 4.25 e 4.26 ilustram, respectivamente, a influência da variação no diâmetro das válvulas sobre a potência efetiva dos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, conforme dados das tabelas 10 e 11 no apêndice 1. Os gráficos 4.27 e 4.28 ilustram, respectivamente, a influência da variação no comprimento da biela sobre a potência efetiva dos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, conforme dados nas tabelas 12 e 13 no apêndice 1.

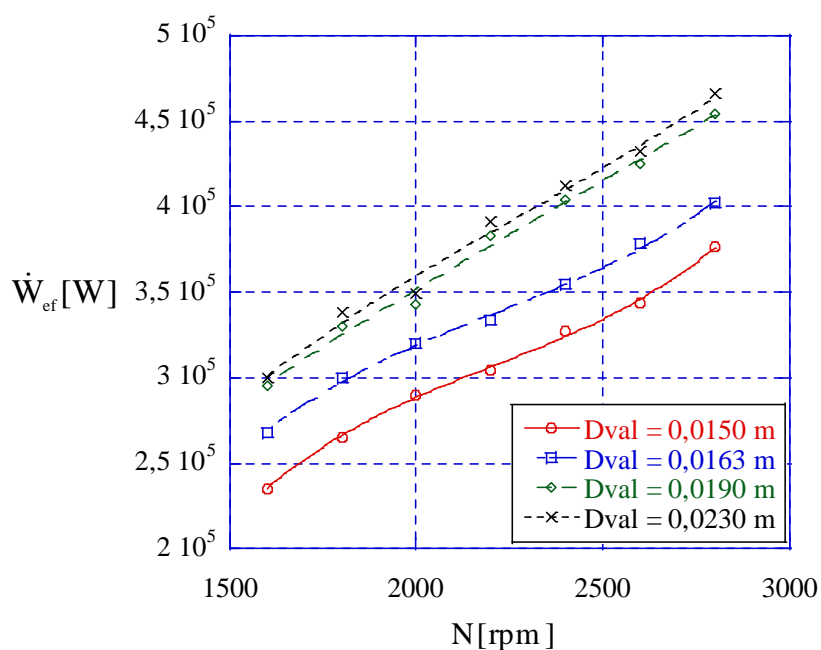


Gráfico 4.25 – Potência efetiva – variação no diâmetro das válvulas, motor Lintec 4LD 2500.

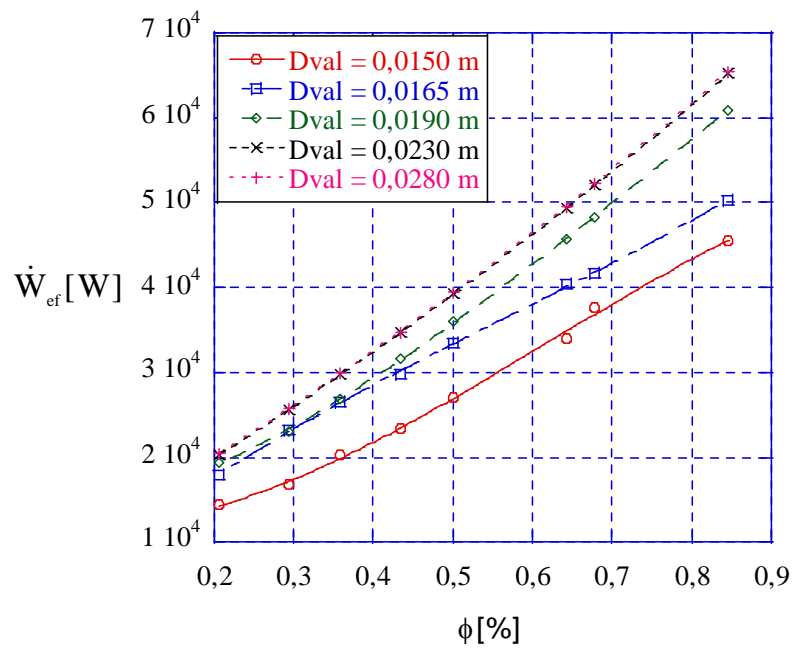


Gráfico 4.26 – Potência efetiva – variação no diâmetro das válvulas, motor MWM 229.6.

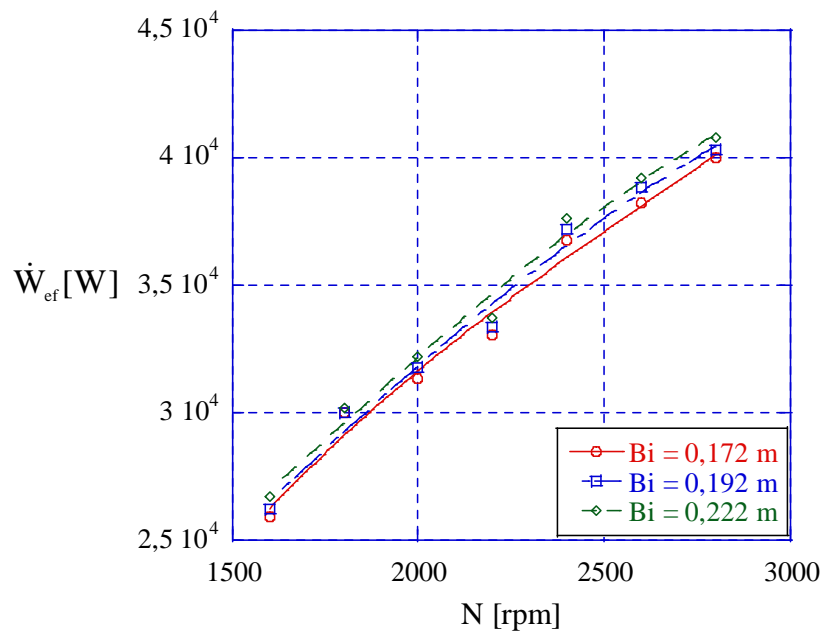


Gráfico 4.27 – Potência efetiva – variação no comprimento da biela, motor Lintec 4LD 2500.

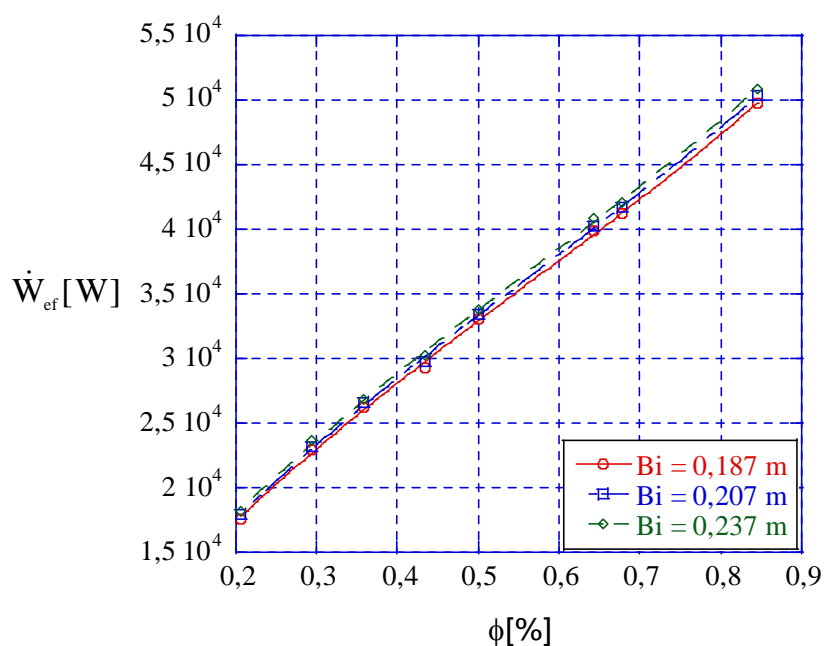


Gráfico 4.28 – Potência efetiva – variação no comprimento da biela, motor MWM 229.6.

Nos gráficos 4.25 e 4.26, é mostrada a influência do diâmetro das válvulas na potência efetiva dos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6. Foi tomado por base o diâmetro no qual o motor foi validado e simulado com dois diâmetros menores para os dois motores analisados e dois diâmetros maiores para o motor Lintec 4LD 2500 e três diâmetros maiores para o MWM 229.6.

Os valores de diâmetros de válvula usados estão nas tabelas 10 e 11 no apêndice 1. Como pode ser observado nos gráficos, na medida em que o diâmetro da válvula de admissão aumenta o valor da potência efetiva vai aumentando, até um ponto em que não mais altera significativamente o valor da potência efetiva, obtido para o diâmetro de válvula de admissão anterior. Isso ocorre, porque a admissão de ar vai aumentando cada vez menos na medida em que o valor do diâmetro da válvula de admissão aumenta, chegando a um limite em que para significativas alterações no valor do diâmetro da válvula de admissão, representam valores decimais de aumento da potência efetiva do motor analisado. Ainda, na medida em que o valor do diâmetro da válvula de admissão vai diminuindo, cada vez menos quantidade de ar é admitida pelo cilindro e por consequência a quantidade de combustível também, reduzindo

assim a taxa de calor que entra no sistema como fonte de energia o que reduz a potência efetiva na saída.

Nos gráficos 4.27 e 4.28 foi mostrada a influência do comprimento da biela na potência efetiva dos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, respectivamente. Foi tomado por base o comprimento real da biela e simulado com um tamanho menor e um maior. Os comprimentos são os que constam, respectivamente, das tabelas 12 e 13 no apêndice 1, para os motores analisados. Percebe-se que a influência do tamanho da biela sobre a potência efetiva é mínima.

Os gráficos 4.29 e 4.30 ilustram, respectivamente, a influência da variação no intervalo angular de giro do virabrequim correspondente a duração da combustão sobre a potência efetiva dos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6 e, conforme dados nas tabelas 14 e 15 no apêndice 1. A simulação foi iniciada pelo intervalo angular de 50° o qual foi usado no ajuste e validação do modelo matemático e posteriormente simulados com ângulos de 55° e 60° . O que se observa nos dois motores simulados é que na medida em que o intervalo angular de giro do virabrequim aumenta a potência efetiva diminui, porque na modelagem matemática usada, uma vez que a energia liberada na combustão é a mesma, com o aumento do intervalo angular, o tempo de combustão aumenta, conforme equação (4.60), fazendo o valor da potência calorífica entregue pelo combustível diminuir.

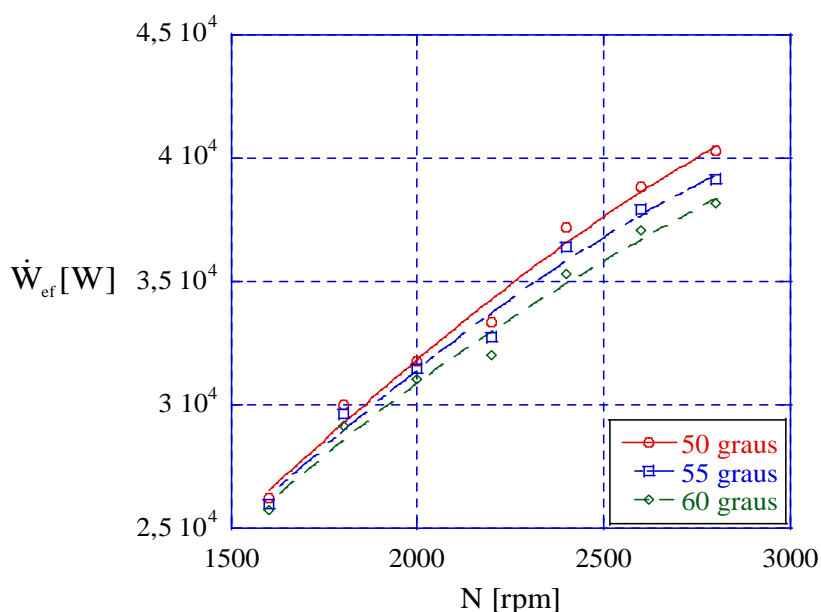


Gráfico 4.29 – Potencia efetiva – Variação do ângulo da combustão, motor Lintec 4LD 2500.

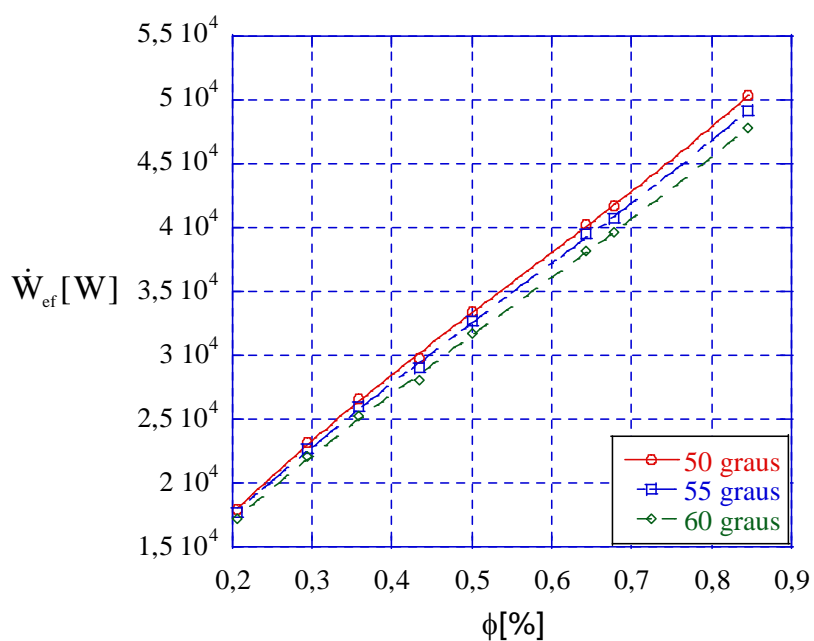


Gráfico 4.30 – Potencia efetiva – Variação do ângulo da combustão, motor MWM 229.6.

4.4 SIMULAÇÕES COM DIESEL, BIODIESEL E BIOGÁS

4.4.1 Simulações usando diesel e biodiesel

Os gráficos 4.31 a 4.36 ilustram, respectivamente, nos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, a simulação do uso de diesel e biodiesel em diferentes proporções, mostrando os efeitos sobre o consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivos versus rotação para o motor Lintec 4LD 2500 e versus razão de equivalência para o Motor MWM 229.6. Os dados estão, respectivamente, nas tabelas 16 e 17 no apêndice 1.

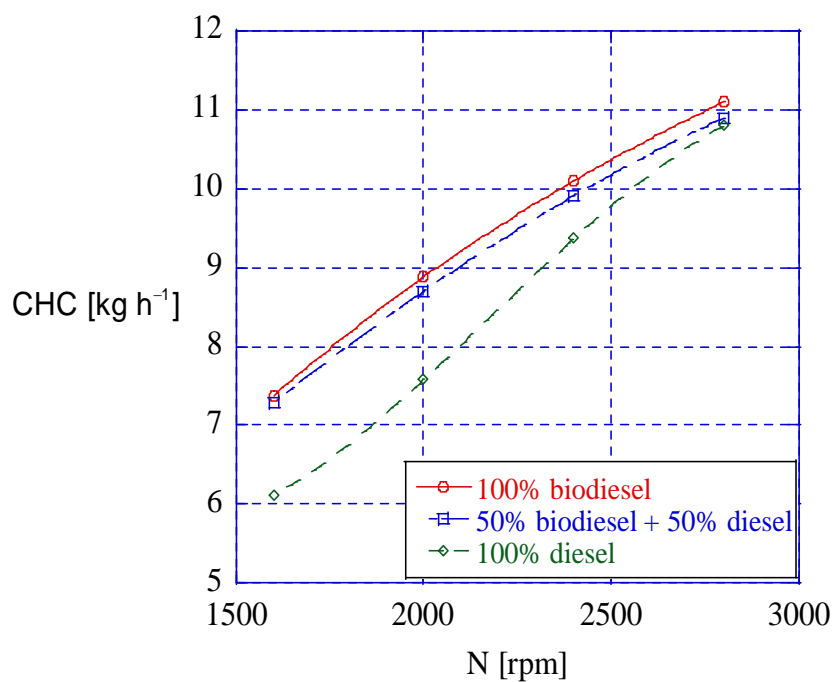


Gráfico 4.31 – Consumo horário de combustível – biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

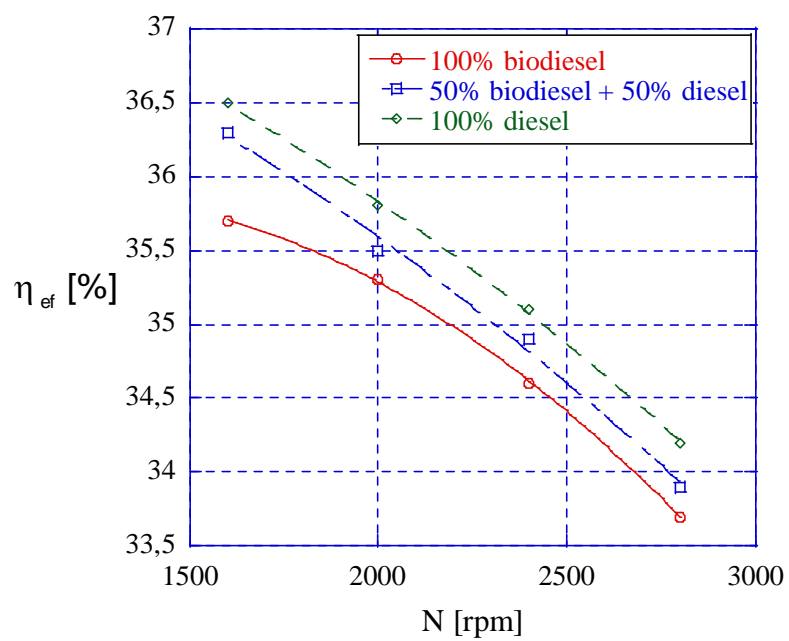


Gráfico 4.32 – Rendimento efetivo – biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

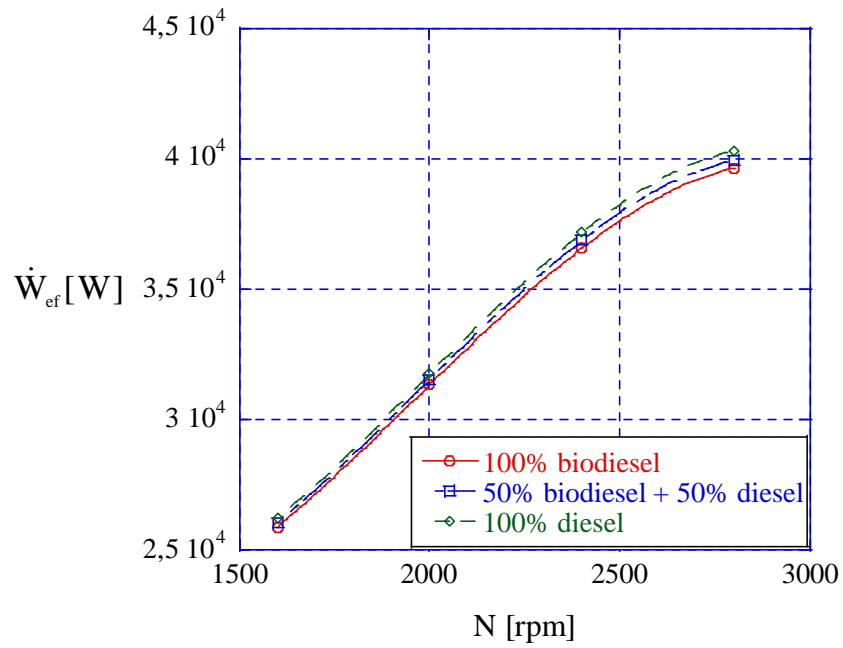


Gráfico 4.33 – Potência efetiva – biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

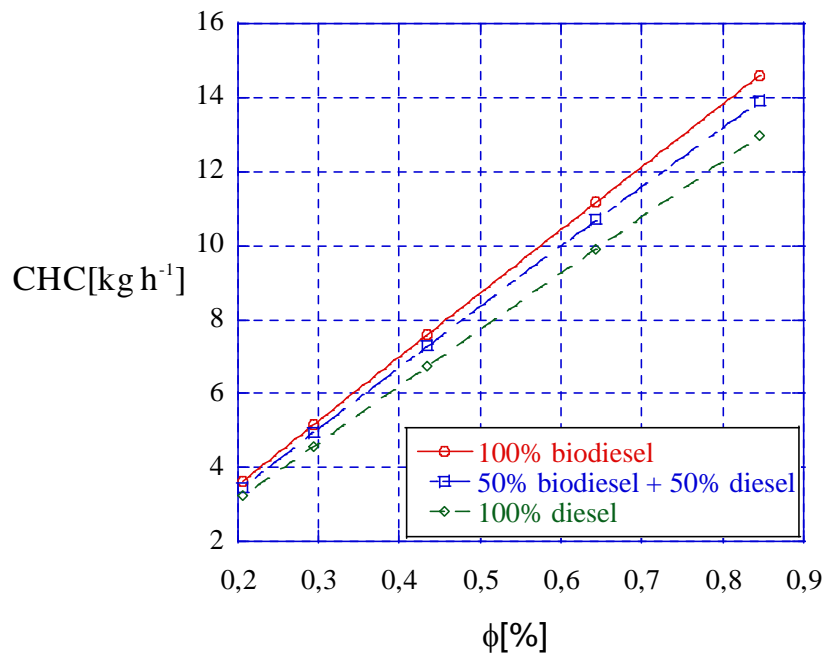


Gráfico 4.34 – Consumo horário de combustível – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

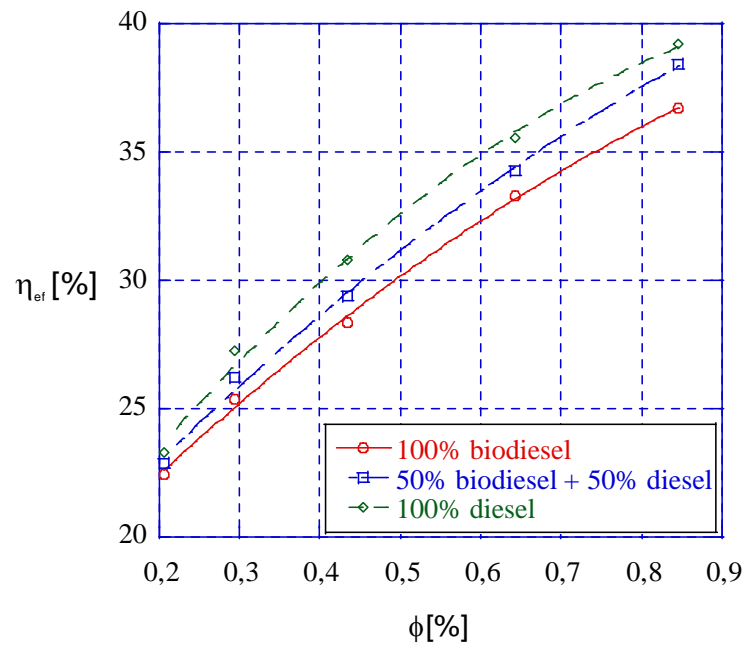


Gráfico 4.35 – Rendimento efetivo – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

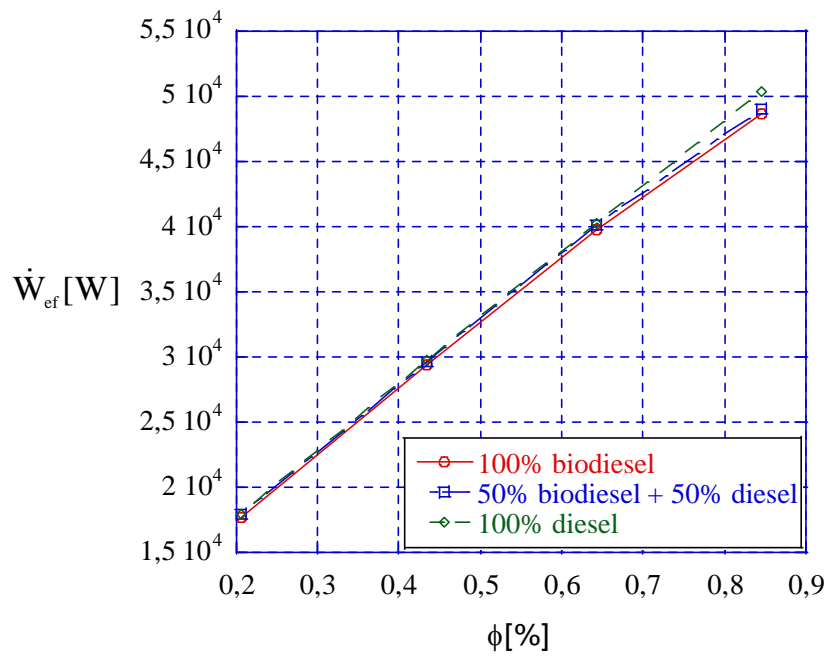


Gráfico 4.36 – Potência efetiva – biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

Nos gráficos 4.31 a 4.36 foram mostradas as curvas com uso de diesel sem biodiesel, de 50% de biodiesel e diesel, e biodiesel sem diesel. Como o biodiesel libera um valor menor de energia na combustão, comparado ao diesel, o consumo horário de biodiesel é aproximadamente 12,4% em média mais elevado, que o consumo de diesel. Tanto a potência efetiva como o rendimento efetivo que os motores atingem usando só biodiesel, são em média 1,1% menores para o biodiesel do que para o diesel. Percebe-se esse efeito nas figuras, aonde tanto o rendimento como a potência efetiva vai diminuindo de valor na medida em que se usa mais biodiesel que diesel na mistura combustível. No motor MWM 229.6, essa diferença é menos perceptível, mas também existe, conforme pode ser visto na tabela 17 no apêndice 1.

4.4.2 Simulações usando diesel e biogás

Os gráficos 4.37 a 4.42 ilustram, respectivamente, nos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, a simulação do uso de diesel e biogás em diferentes proporções, mostrando os efeitos sobre o consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivos versus rotação para o motor Lintec 4LD 2500 e versus razão de equivalência para o Motor MWM 229.6, conforme dados das tabelas 18 e 19 no apêndice 1.

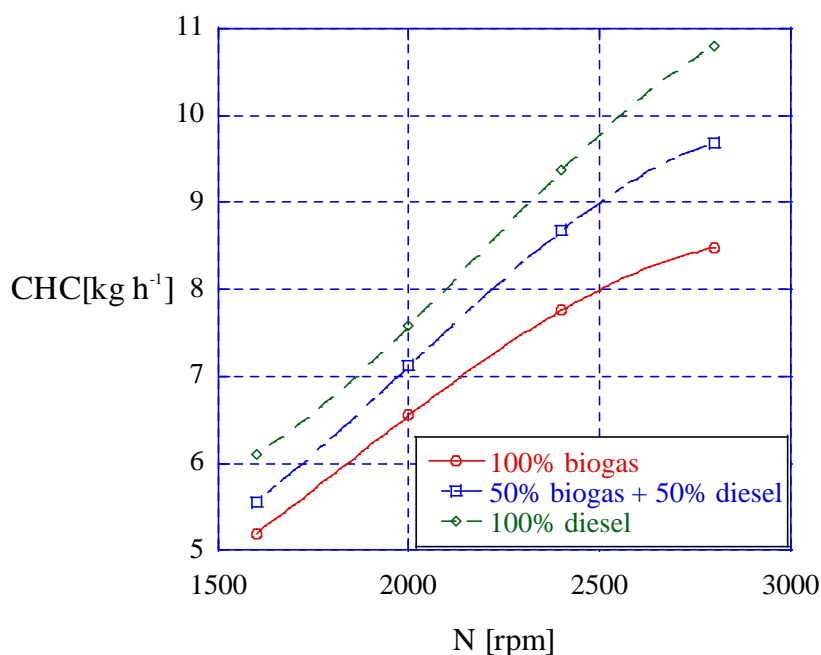


Gráfico 4.37 – Consumo horário de combustível – biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

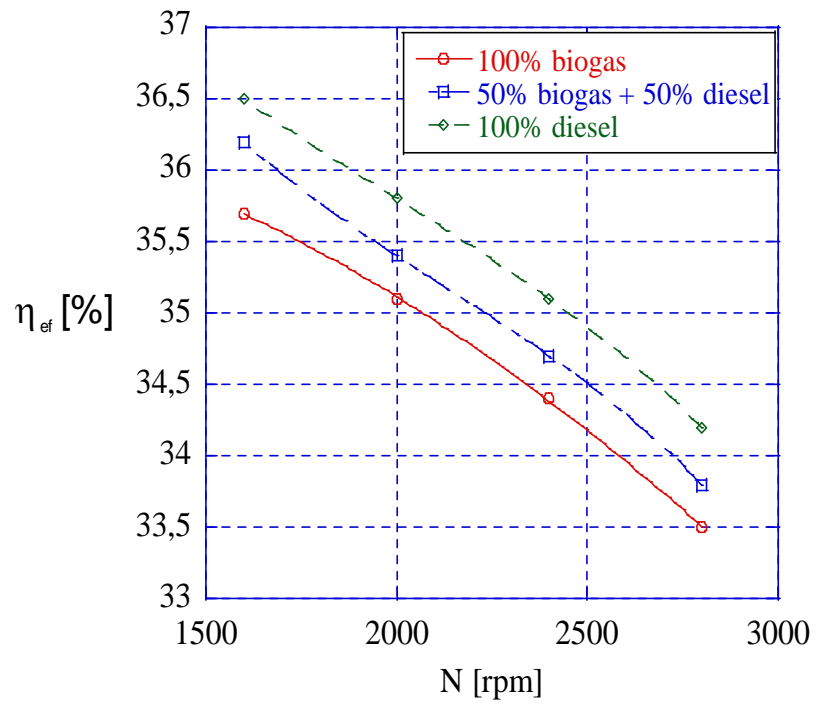


Gráfico 4.38 – Rendimento efetivo – biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

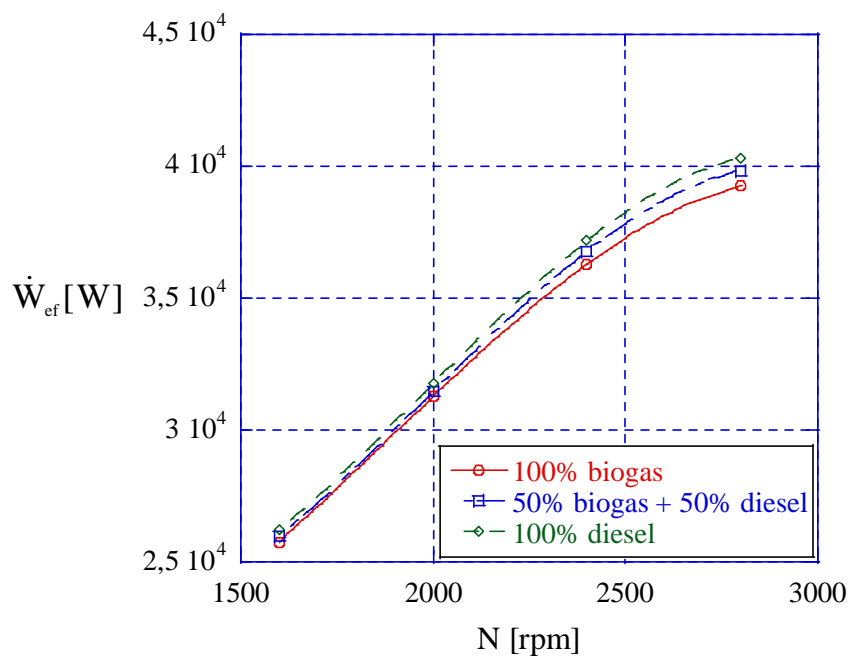


Gráfico 4.39 – Potência efetiva – biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

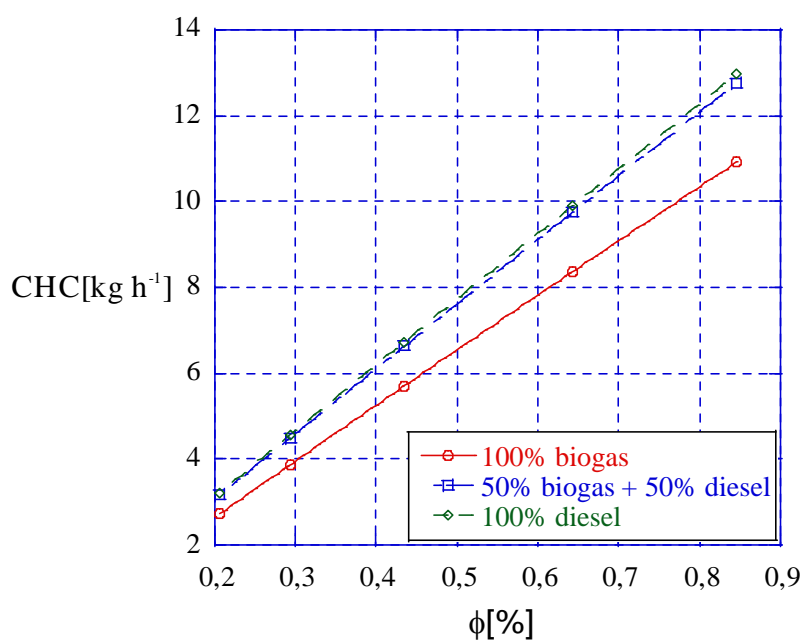


Gráfico 4.40 – Consumo horário de combustível – biogás e diesel, motor MWM 229.6.

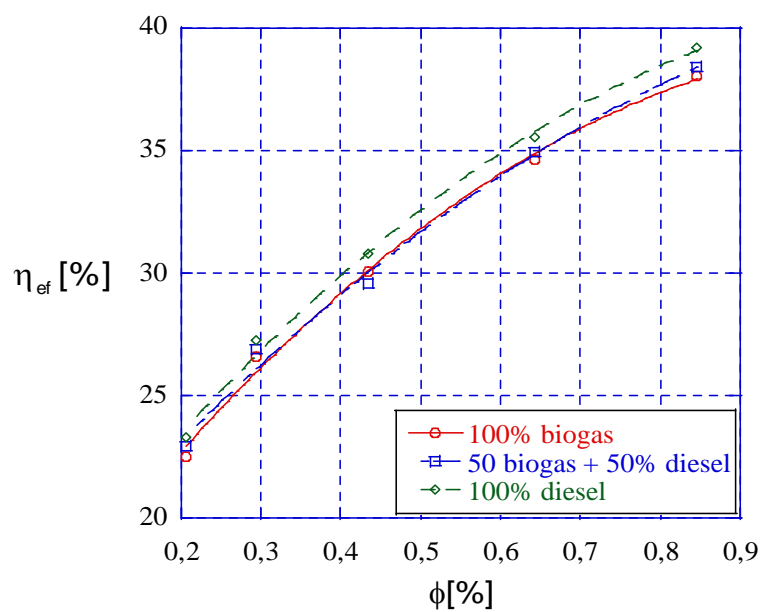


Gráfico 4.41 – Rendimento efetivo – biogás e diesel, motor MWM 229.6.

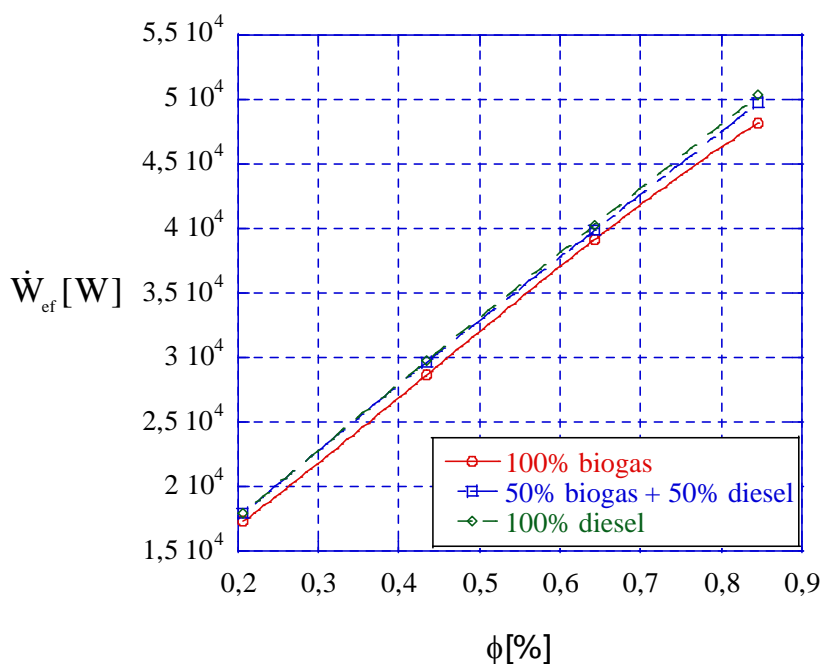


Gráfico 4.42 – Potência efetiva – biogás e diesel, motor MWM 229.6.

Nos gráficos 4.37 a 4.42 as curvas mais acima nas figuras são do uso de diesel sem biogás e as curvas mais abaixo nas figuras, são do uso de biogás sem diesel. Embora energeticamente o biogás libere um valor de energia na combustão, semelhante ou superior ao do diesel por unidade de massa, tanto a potência que o motor atinge como o rendimento efetivo é menor para o biogás de que para o diesel. Uma explicação para esse comportamento pode ser encontrada na literatura (Castelanelli et al (2008) e Costa et al (2005)), onde aspectos funcionais como a adequação do motor ao combustível usado, impactam diretamente sobre o desempenho do motor. O consumo horário de combustível usando biogás em relação ao diesel é em média 14,6% menor.

4.4.3 Simulações usando biodiesel e biogás

Os gráficos 4.43 a 4.48 ilustram, respectivamente, a simulação do uso de biodiesel e biogás em diferentes proporções, mostrando os efeitos sobre o consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo versus rotação para o motor Lintec 4LD 2500 ou razão de equivalência para o motor MWM 229.6, conforme tabelas 20 e 21, apêndice 1.

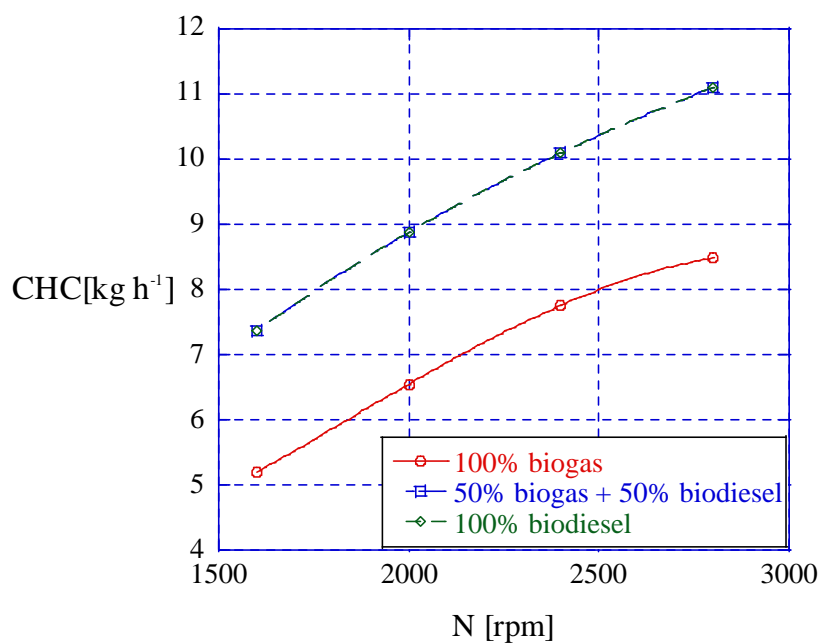


Gráfico 4.43 – Consumo horário de combustível – biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500.

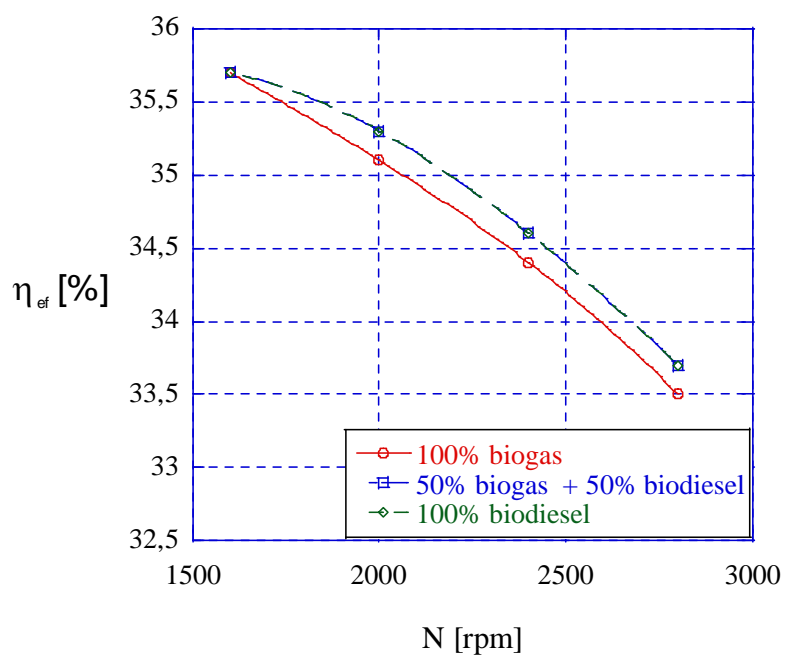


Gráfico 4.44 – Rendimento efetivo – biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500.

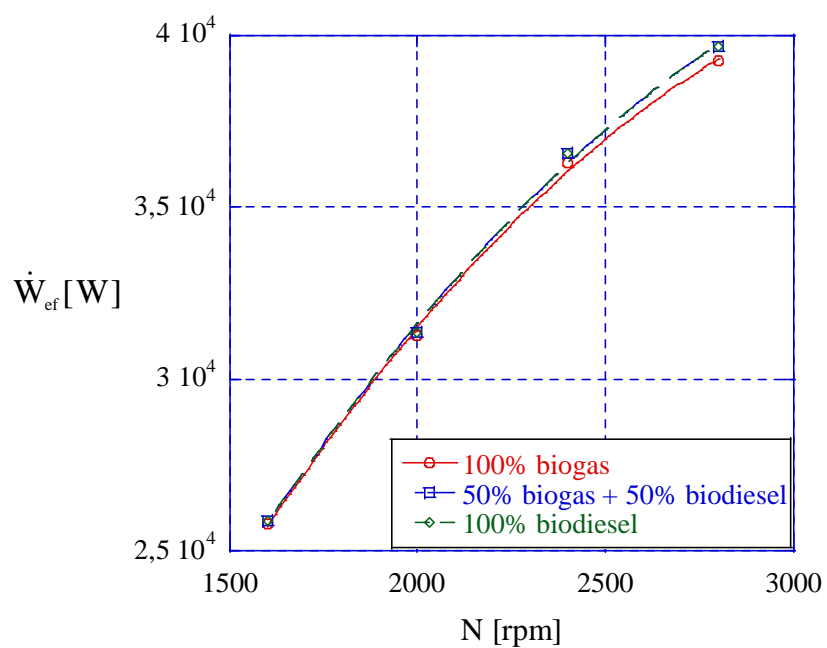


Gráfico 4.45 – Potência efetiva – biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500.

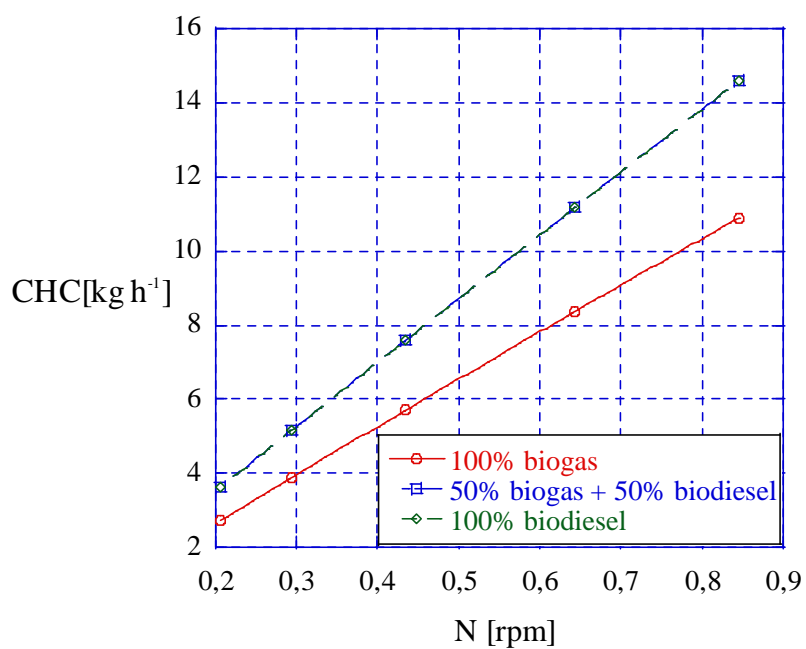


Gráfico 4.46 – Consumo horário de combustível – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6.

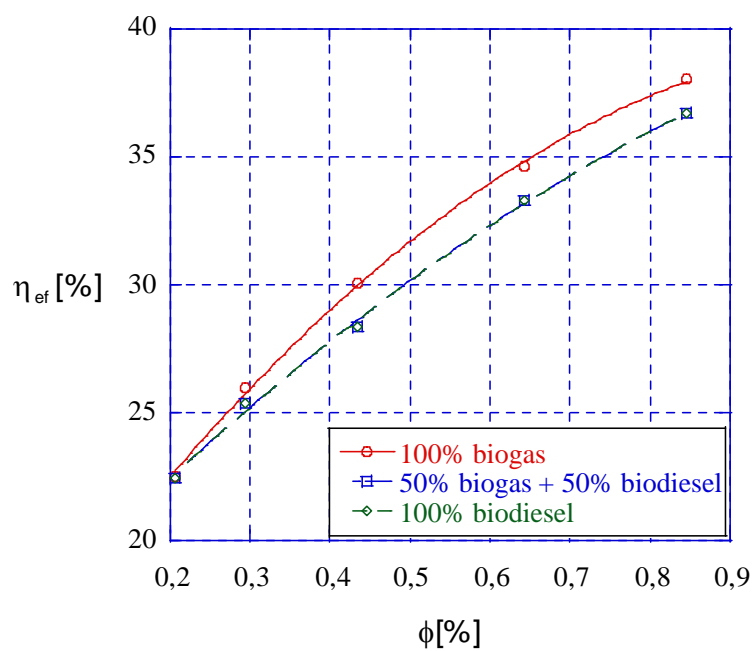


Gráfico 4.47 – Rendimento efetivo – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6.

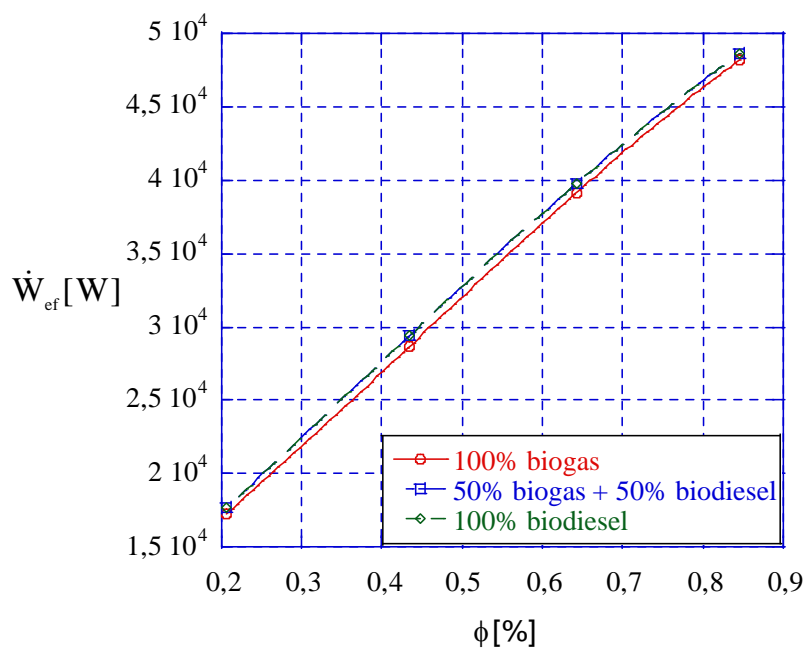


Gráfico 4.48 – Potência efetiva – biogás e biodiesel, motor MWM 229.6.

O comportamento funcional do motor analisado nos gráficos 4.43 e 4.48 mostra melhor desempenho do biodiesel de que do biogás no funcionamento. As curvas mais acima nas figuras são do uso de biodiesel sem biogás e as curvas mais abaixo nas figuras, são do uso de biogás sem biodiesel. Embora a diferença nos valores do rendimento e da potência efetiva seja menor do que usando a mistura diesel/gás, ainda assim, com biodiesel o motor tende a ter um comportamento melhor em altas rotações. Uma possível explicação para esse comportamento funcional é referente a melhor adequação do motor para funcionar com um combustível líquido e não gasoso.

4.4.4 Simulações usando diesel, biodiesel e biogás

Os gráficos 4.49 a 4.54 ilustram, respectivamente, o consumo horário de combustível, o rendimento e a potência efetiva, simulando o uso de diesel, biodiesel e biogás simultaneamente, conforme tabelas 22 e 23 no apêndice 1.

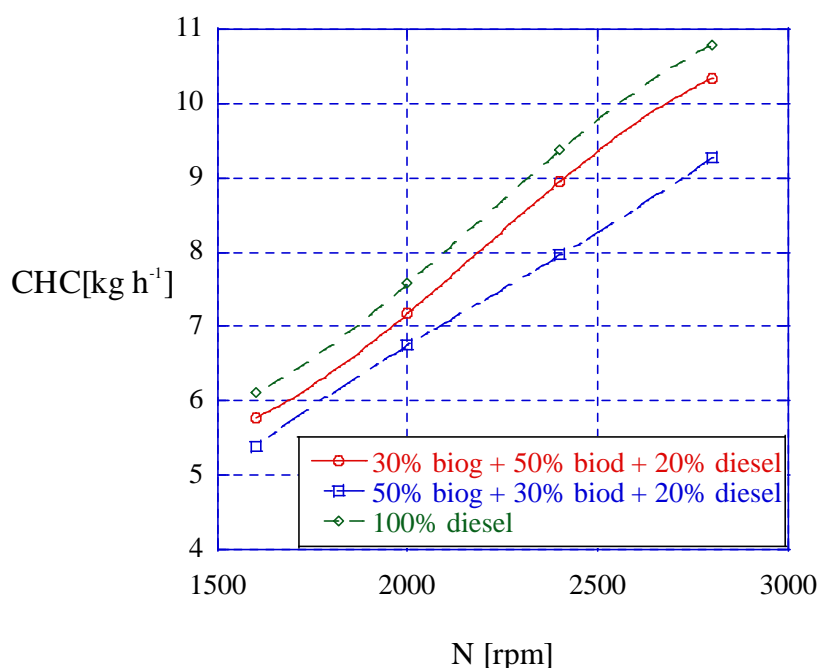


Gráfico 4.49 - Consumo horário de combustível – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

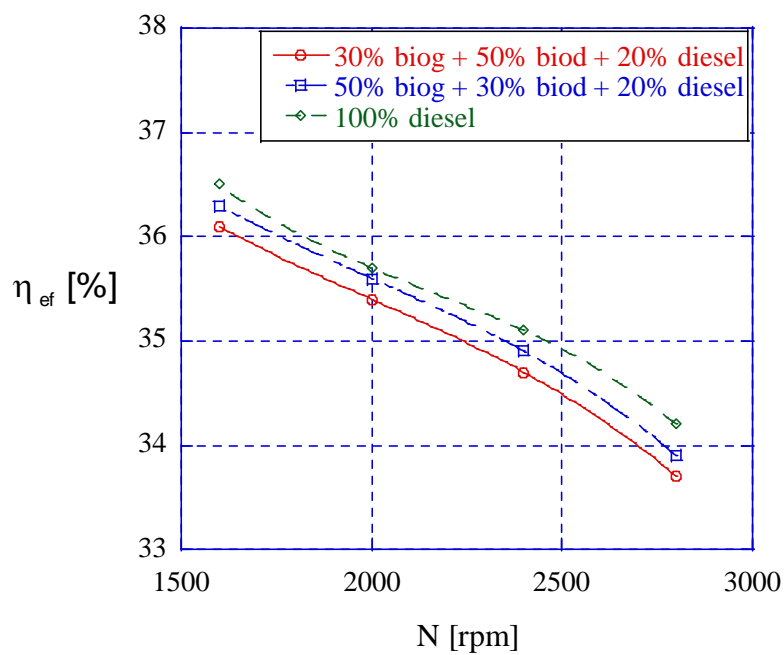


Gráfico 4.50 – Rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

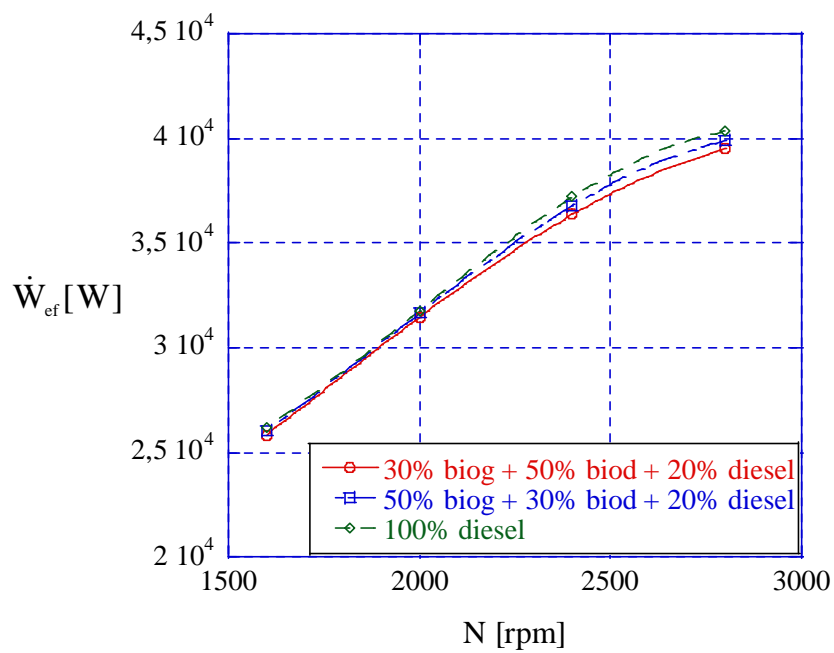


Gráfico 4.51 – Potência efetiva – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

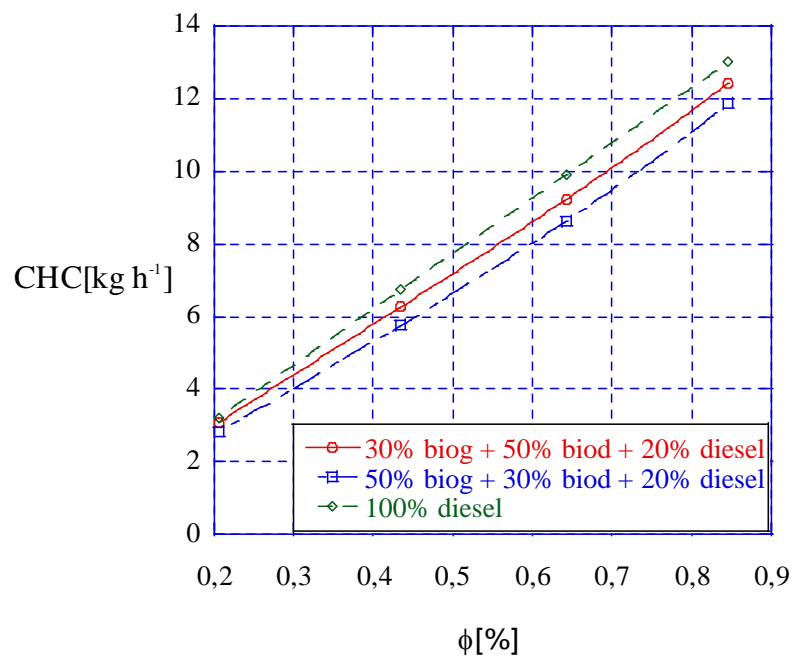


Gráfico 4.52 – Consumo horário de combustível – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

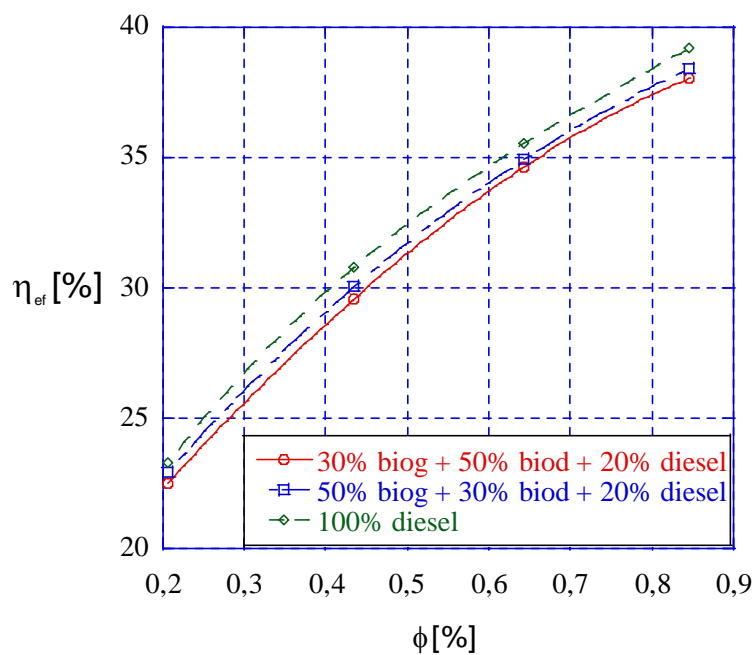


Gráfico 4.53 – Rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

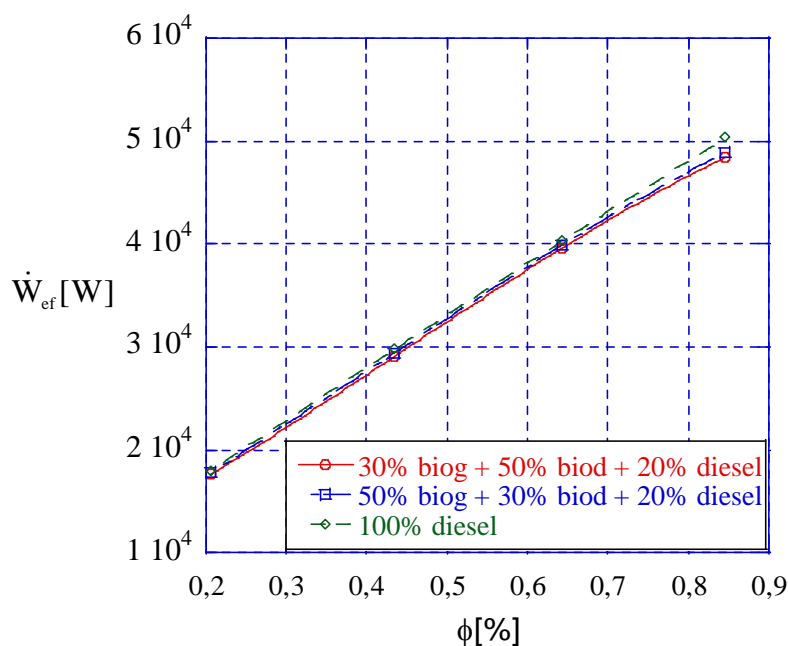


Gráfico 4.54 – Potência efetiva – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

Uma vez que uma das propostas desta Tese é a análise de motores ICO com combustíveis alternativos, usou-se mais biodiesel e biogás na presente simulação e 20% de diesel na mistura para completar o propósito de usar os três combustíveis simultaneamente nas simulações realizadas.

O comportamento funcional do motor analisado nas figuras 4.49 e 4.54 mostra a mesma tendência que em gráficos anteriores, com desempenho pouco melhor do biodiesel do que do biogás no funcionamento. Entretanto, o funcionamento simulado aponta bom desempenho para uso de biogás, biodiesel ou diesel isoladamente, ou em misturas, como pode ser verificado nos gráficos das figuras anteriores e nos dados das tabelas no apêndice.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Esta Tese apresentou o modelamento matemático de motores diesel aspirados, abrangendo as quatro etapas do ciclo mecânico do motor permitindo saber os valores instantâneos de pressão, temperatura e volume no cilindro, possibilitando assim calcular a potência e trabalho indicados. Por meio de uma equação empírica, avalia as perdas motoras e por atrito permitindo se conhecer a potência efetiva, o torque e o rendimento efetivos do motor.

O modelo foi testado, ajustado e validado experimentalmente em motores usando somente diesel como combustível. Posteriormente, foram simuladas com os motores usados na validação, variações nos parâmetros geométricos e funcionais dos mesmos motores usados no ajuste do modelo matemático e na validação experimental e testado o uso de diferentes misturas combustíveis entre diesel, biodiesel e biogás. Assim, comprovou-se que o modelo tem potencial para uso como ferramenta computacional para simulação, controle, projeto e otimização de motores ICO.

As principais conclusões desta Tese são listadas a seguir:

- A utilização de biodiesel puro em motores ICO reduz a potência efetiva do motor em média 1,1% e eleva o consumo de combustível em média 12,4%, quando comparado com os valores obtidos usando diesel;
- O uso de biogás puro em motores ICO reduz a potência em média 2,3%, mas reduz em média o consumo de combustível em 13,6%, quando comparado com os valores obtidos usando diesel;
- Variações de até 15% no comprimento da biela em motores ICO para mais ou para menos, causam diferenças mínimas nos valores da potência efetiva e no consumo de combustível;
- Variações no diâmetro da válvula de admissão, em relação ao diâmetro nominal, tem um valor mínimo a partir do qual o motor não funciona e na medida em que o diâmetro da válvula aumenta o acréscimo de potência vai diminuindo até se tornar pouco significativo. Essa é a razão porque quando se deseja mais potência com a mesma cilindrada em motores ICO, é necessário turbo alimentar o motor, e
- Misturas de 50% de biodiesel e de 50% de biogás produzem valores de potência que diferem entre si, em menos de 1%. É economicamente vantajoso o uso,

segundo a literatura consultada (Papagianakis et al (2010)), de uma quantidade mínima (10 a 20%) de diesel ou biodiesel na mistura combustível com biogás, para funcionar como “piloto” de ignição para o biogás.

Em trabalhos futuros, sugere-se agregar ao modelo desenvolvido a quantificação do calor disponibilizado nos gases de escape e na água de refrigeração em um modelo mais amplo que permita simular sistemas de cogeração e trigeração. Isto acarretaria em melhor aproveitamento do combustível usado para alimentar o motor.

Junto a esta modelagem, ou como trabalho paralelo, pode ser desenvolvida uma análise exérgica e termoeconômica do sistema de cogeração ou trigeração. Esta pode apontar onde ocorrem as maiores perdas em configurações particulares na simulação de cada parte do sistema, o que permitirá priorizar a escala de produtos de forma a se obter o melhor rendimento do sistema pelo ponto de vista técnico conjuntamente ao ponto de vista econômico.

Para completar, que o modelo desenvolvido na parte referente ao motor diesel, contemple motores com turbo-alimentação e com resfriador intermediário no ar de admissão.

REFERÊNCIAS

- ABUSOGLU, A., KANOGLU, M. **Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations**. Applied Thermal Engineering 29 (2009), 234-241.
- ABUSOGLU, A., KANOGLU, M. **Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2 – Application**. Applied Thermal Engineering 29 (2009), 242-249.
- ADNAN, R., MASJUKI, H. H., MAHLIA, T. M. I. **Mathematical modeling on the effect of equivalence ratio in emission characteristics of compression ignition engine with hydrogen substitution**. Elsevier Science inc, 360 Park Ave South, New York, NY 10010-1710 USA, 2011.
- AJAV, E.A., SINGH, B., BHATTACHARYA, T.K. **Performance of a stationary diesel engine using vapourized ethanol as supplementary fuel**. Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1gb, England, 1998.
- ANNAND, W. J. D. **Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines**. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol.177, No. 36, 1963.
- ANNAND, W.J.D. and Ma, T.H. **Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 185, pp.976–987, 1970/1071.
- BALLI, O. A., HAYDAR, A. B., ARIF C. **Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas–diesel engine: Part I Methodology and Part II Application**, 2010. +
- BEJAN, A. **Transferência de calor**. Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 1996.
- BUENO, A. V.; VELASQUEZ, Jose Antonio; MILANEZ, Luiz Fernando. **Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel**. 06/2011, Energy (Oxford), Vol. 36, Fac. 6, pp.3907-3916, Oxford, Reino Unido, 2011. +
- COSTA, M., VAGLIECO, B. M., CORCIONE, F.E. **Radical species in the cool-flame regime of diesel combustion: a comparative numerical and experimental study**. Springer, 233 Spring Street, New York, NY 10013 USA, 2005.
- CASTELLANELLI, M., SOUZA S. N. M., SILVA, S. L., KAILER, E. K. **Desempenho de motor ciclo diesel em bancada dinamométrica utilizando misturas diesel/biodiesel**. Eng. Agríc. vol.28 n.1, Jaboticabal, Jan./Mar., 2008.
- DE RISI, A., DONATEO, T., LAFORGIA. D. **A new advanced approach to the design of combustion chambers in diesel engines**. Inderscience Enterprises Ltd, World Trade Center Bldg, 29 Route De Pre-Bois, Case Postale 896, Ch-1215 Geneva, Switzerland, 2005.
- DUARTE, H. V., PINHEIRO, P. C. C., KOURY, R. N. K. **Simulação do efeito de parâmetros operacionais no desempenho de motores e combustão interna**. Congresso de

engenharia Mecânica Norte-Nordeste, Recife, 1996. ABCM – Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1996, v.2, p.1071-1075.

JUNIOR, S. D. E., ARAÚJO, S. J. R., FERREIRA, J. I. M., R. C. M.. **Apostila de Motores Diesel**. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAABq14AB/apostila-motor-ciclo-diesel>>. Acessado em: 29 nov. 2012.

FERREIRA, R. V., **Análise energética de máquinas térmicas**. Projeto de graduação, Faculdade de Tecnologia, Depto. de Mecânica, Universidade de Brasília, 2006.

GIAKOUMIS, E. G., ANDRITSAKIS, E. C. **Irreversibility production during transient operation of a turbocharged diesel engine**. Inderscience Enterprises Ltd, World Trade Center Bldg, 29 Route De Pre-Bois, Case Postale 896, Ch-1215 Geneva, Switzerland, 2007.

Gogoi, T. K., Baruah, D. C. **A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fuelled by diesel and biodiesel blends**. Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1gb, England, 2010.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill, Inc., 1988.

HORLOCK J. H. **Cogeneration - combined heat and power**. New York: Pergamon Press, 1987.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. Livros Técnicos e Científicos, São Paulo, 2003.

JELIC, M., RADICA, G. **Thermodynamic analysis of marine two stroke diesel engine Combustion Process**. Urednistvo Casopisa Strojartvo, Berislaviceva 6, 10000 Zagreb, Croatia, 2009.

JIMENEZ. T., KEGL, K, DORADO, M., KEGL, R., KEGL, B. **Numerical injection characteristics analysis of various renewable fuel blends**. Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1gb, England, 2012.

KATRI, K. K., SHARMA, D., SONI, S., L., TANWAR D. **Experimental investigation of CI engine operated micro-trigeneration system**. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1505 e 1509, 2010.

LATA, D. B., MISRA, A. **Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels**. Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1gb, England, 2007.

LEBEDEVAS, S., LEBEDEVA, G., BEREISIENE, K. **Modifying mathematical models for calculating operational characteristics of diesel engines burning RME biofulls**. Vilnius Gediminas Tech Univ, Sauletekio Al 11, Vilnius, Lt-10223, Lithuania, 2011.

LEBEDEVAS, S., LEBEDEVA, G., PIKUNAS, A., SPRUOGIS, B. **A simultaneous parametric analysis of the in-cylinder processes for diesel engines**. Inderscience Enterprises Ltd, World Trade Center Bldg, 29 Route De Pre-Bois, Case Postale 896, Ch-1215 Geneva, Switzerland

LIU, Y., ZAHNG, Y., TIAN, H., QUIN, J. **Cylinder combustion pressure calculation in direct-injection diesel engine based on KIVA 3V**. Science Press USA Inc., 2031, us hwy 130, suite f., Monmouth Junction, NJ 08852 USA, 2007.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica – planejamento, projeto e operação**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004.

LOS ALAMOS NATIONAL LABORATORY. **KIVA – Fortran**. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/KIVA_%28software%29>. Acessado em: 29 nov. 2012.

MACHADO, P.R. M. **Ésteres combustíveis em motor de ciclo diesel sob condições de pré-aquecimento e variação no avanço da injeção**. Tese de doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola Universidade Federal de Santa Maria, 2008.

Maher A. R. Sadiq AL-BAGHDADI, M. A. R. S. **A simulation model for a single cylinder four-stroke spark ignition engine fueled with alternative fuels**. Turkish J. Eng. Env. Sci, Tübitak, 2006.

MARCIC, M, ZGONIK, M., AVSEC, J. **Combustion of the diesel fuel spray**. Wiley-V C H Verlag GMBH, PO BOX 10 11 61, D-69451 Berlin, Germany, 2001.

MAZIERO, J.V.G., CORRÊA, I.M., ÚNGARO, M. R., BERNARDI, J.A., STORINOS, M.. **Desempenho de um motor diesel com óleo bruto de girassol**. R. Bras. Agrocência, Pelotas, v. 13, n. 2, p. 249-255, abr-jun, 2007.

MEDICA, V., RACIC, N., RADICA, G. **Performance simulation of marine slow-speed diesel propulsion engine wth turbocharger under aggravated conditions**. Urednistvo Casopisa Strojartvo, Berislaviceva 6, 10000 Zagreb, Croatia , 2009.

MINCIUC E., LE CORRE, O. ATHANASOVICI V. TAZEROUT M., BITIR I. **Thermodynamic analysis of tri-generation with absorption chilling machine**. Applied Thermal Engineering, Volume 23, Number 11, August 2003 , pp. 1391-1405(15).

MORAN M. J., SHAPIRO H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. Third edition. John Wiley & Sons. New York, 2000.

MORON, V. J. A., SOLDI, C., AMORIM, A. M., PIZZOLATTI, M. G., MENDONCA, A. P. Jr., D'OCA, M. G. M. **Diesel/biodiesel proportion for by-compression ignition engines**. Elsevier Sci Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1gb, Oxon, England.

Motores Diesel - Histórico. Disponível em: <<http://www.biodieselbr.com>>. Acessado em: 29 nov. 2012.

Motores Diesel refrigerados a ar. Disponível em: <<http://criplerooster.blogspot.com.br/2011/07/motores-diesel-refrigerados-ar-uma-boa.htm>>. Acessado em: 29 nov. 2012.

NEGOITESKU A., TOKAR A., OSTOIA D. A. **Study regarding the performances of trigeneration systems**. Analele Universit Łii “Eftimie Murgu” Resita Anul XV, NR. 1, 2008, ISSN 1453 – 7394. Disponível em: <http://www.anale_ing.uem.ro/2008/2008_a42.pdf>. Acessado em: 29 nov. 2012.

PAPAGIANNAKIS, R.G., KOTSIPOULOS, P.N., ZANNIS, T.C., YFANTIS, E.A., HOUNTALAS, D.T, RAKOPOULOS, C.D. **Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine.** Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1GB, England, 2010.

PEREIRA, H. R. **Avaliação experimental e previsão de desempenho de motores diesel consumindo gás natural.** Tese de Doutorado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2006.

POOMPIPATPONG, C., CHEENKACHORN, K. **A modified diesel engine for natural gas operation: Performance and emission tests.** Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1GB, England, 2011.

RAKOPOULOS, C. D., GIAKOUMIS, E. G.. **Simulation and analysis of a naturally aspirated IDI diesel engine under transient conditions comprising the effect of various dynamic and thermodynamic parameters.** Pergamon - Elsevier Science Ltda. The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, 1996.

RAKOPOULOS, C. D., GIAKOUMIS, E. G., HOUNTALAS, D. T. **Experimental and simulation analysis of the transient operation of a turbocharged multi-cylinder IDI diesel engine.** Pergamon - Elsevier Science Ltda. The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, 1998.

RAKOPOULOS, C. D., GIAKOUMIS, E. G., HOUNTALAS, D. T., RAKOPOULOS, D. C. **The effect of various dynamic, thermodynamic and design parameters on the performance of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions.** Pergamon - Elsevier Science Ltda. The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, 2004.

RAKOPOULOS, C. D., GIAKOUMIS, E. G.. **Availability analysis of a turbocharged diesel engine under transient load conditions.** Pergamon - Elsevier Science Ltda. The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford, 2004.

RAKOPOULOS, C. D., GIAKOUMIS, E. G. **Comparative first- and second-law parametric study of transient diesel engine.** Pergamon-Elsevier Science Ltd, The Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1GB, England, 2005.

RAMACHANDRAN, S. **Rapid thermodynamic simulation model of an internal combustion engine on alternative fuels.** Proceeding of the International MultiConference and Computer Scientists, Vol II, IMECS 2009, Hong Kong, 2009,

SANJAY . **Energy and exergy analysis of Brayton-Diesel cycle.** Proceedings of the World Congress on Engineering, Vol II, London, 2009.

SANTOS, A. M. **Introdução os motores de combustão interna.** Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/13183029/Introducao-Ao-Motores-de-CombustaoInterna>>. Acessado em: 29 nov. 2012.

SCHLOSSER, J. F., CAMARGO, M. N., MACHADO, P. R. M. **Comportamento de um motor de ignição por compressão trabalhando com óleo diesel e gás natural.** Eng. Agríc. vol. 24 no.3 Jaboticabal Sept./Dec. 2004.

SOUZA, G. **Impactos da adição de biodiesel no motor de ciclo diesel**. Trabalho de Graduação apresentado à Faculdade de Tecnologia de Araçatuba, 2010.

SUN, F.M., CHEN, X., TING, D.S.K., Sobiesiak, A. **Modeling operation of HCCI engines fueled with ethanol**. EEE, 345 E 47TH ST, New York, NY 10017 USA , 2005.

SUNDEEP, R. **Rapid thermodynamic simulation model of an internal combustion engine on alternate fuels**. Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists, Vol II, Hong Kong, 2009.

TEMIR, G., BILGE, D. **Thermoeconomic analysis of a trigeneration system**. Applied Thermal Engineering. Volume 24, Issues 17–18, December 2004, Pages 2689–2699, 2004.

TORRES, J. E., KEGL, M., DORADO, R., Kegl, B. **Numerical injection characteristics analysis of various renewable fuel blends**. FUEL Volume: 97 Pages: 832-842 DOI: 10.1016/j.fuel.2012.02.069 , 2012.

VAN WYLEN, G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. Editora Edgard Blücher, São Paulo, 1997.

WOSCHNI, G. **A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine**. SAE paper 670931 (1967) 306 5e 3083.

YASAR, H. **First and second law analysis of low heat rejection diesel engine**. Maney Publishing, STE 1C, Josephs Well, Hanover Walk, Leeds LS3 1AB, W Yorks, England, 2008.

YAMIN, J. A. **Heat losses minimization from hydrogen fueled 4-stroke spark ignition engine**. ABCM Brazilian Soc Mechanical Sciences & Engineering, Av Rio Branco, 124, 14 Andar, Rio De Janeiro RJ, 20040-001, Brazil, 2007.

APÊNDICE 1 – Tabelas de ajuste e validação do modelo em motores reais e tabelas com as simulações geométricas e de combustíveis.

As tabelas 1 e 2 mostram a aplicação do modelo aos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6.

Tabela 1 – Modelo sem ajuste - consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor Lintec 4LD 2500, $D_{val} = 0,0175m$.

N [rpm]	CHC_m [kgh ⁻¹]	CHC_r [kgh ⁻¹]	Erro [%]	ϵ_{ef_m} [Nm]	ϵ_{ef_r} [Nm]	\dot{W}_{ef_m} [W]	\dot{W}_{ef_r} [W]	ϵ_{ef_m} [%]	ϵ_{ef_r} [%]	Erro [%]
1600	6,11	6,46	-5,9	209,6	158,0	35108,5	26473,2	48,3	36,4	32,6
2000	7,58	7,63	-0,7	205,9	150,0	43108,7	31415,9	48,4	35,4	37,2
2400	9,37	9,06	3,4	203,4	148,1	50993,8	37213,8	47,9	35,0	37,3
2800	10,8	9,82	9,9	191,0	136,0	55977,3	39877,3	47,3	33,8	40,4

Tabela 2 – Modelo sem ajuste - consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor MWM 229.6, $D_{val} = 0,0165m$.

[%]	CHC_m [kgh ⁻¹]	CHC_r [kgh ⁻¹]	Erro [%]	ϵ_{ef_m} [Nm]	ϵ_{ef_r} [Nm]	\dot{W}_{ef_m} [W]	\dot{W}_{ef_r} [W]	ϵ_{ef_m} [%]	ϵ_{ef_r} [%]	Erro [%]
0,207	3,23	3,21	0,6	176,8	76,1	25916,8	11156,8	32,1	13,8	132,3
0,435	6,75	6,55	3,1	281,6	201,2	41263,3	29482,8	42,7	30,5	39,9
0,643	9,91	9,62	3,0	375,2	298,1	54992,6	43681,6	48,2	38,3	25,9
0,846	13,0	12,6	3,2	465,1	358,9	68157,7	52590,8	52,4	40,4	29,6

A tabela 3 mostra os valores do torque de atrito experimental e obtidos pela multiplicação de coeficientes de ajuste sobre a equação de Heywood (1988) aos motores MWM 4.07 TDA, MWM 4.10 TDA, MWM 229.6 e MWM TD 229 EC6.

Tabela 3 – Valores da pressão média de atrito, obtidos pela aplicação de coeficientes de ajuste (CA) sobre a equação de Heywood (1988).

Motor MWM	N [rpm]	D_{pist} [m]	S_w [m]	Valor obtido por Pereira (2006) [Nm ²]	CA= 1,0 [Nm ²]	CA= 0,9 [Nm ²]	CA= 0,84 [Nm ²]	CA= 0,8 [Nm ²]
4.07 TCA	2400	0,093	0,103	59,30	71,8	65,5	61,1	58,2
4.10 TCA	1800	0,103	0,129	62,00	95,3	85,7	80,0	76,2
229.6	1400	0,102	0,12	61,00	72,6	66,6	61,0	58,1
229 EC6	1600	0,102	0,12	74,00	78,9	71,0	66,3	63,1

As tabelas 4 e 5 mostram a aplicação de coeficientes de ajuste aos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6, para correção do calor liberado a cada ciclo do motor analisado.

Tabela 4 – Potência efetiva e erros, obtidos pela aplicação de coeficientes de ajuste (CA) sobre a energia térmica liberada no ciclo térmico do motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	\dot{W}_{ef_r} [W]	Coeficiente de ajuste = 1,32		Coeficiente de ajuste = 1,45		Coeficiente de ajuste = 1,58	
		\dot{W}_{ef_m} [W]	Erro [%]	\dot{W}_{ef_m} [W]	Erro [%]	\dot{W}_{ef_m} [W]	Erro [%]
1600	26473,2	29080,7	9,9	26211,9	0,1	23055,4	-12,9
2000	31415,9	34509,9	9,9	31768,8	-1,1	29355,7	-6,6
2400	37213,8	41478,6	11,5	37192,9	-0,1	34131,9	-8,3
2800	39877,3	44504,6	11,6	40310,4	1,1	36893,3	-7,5

Tabela 5 – Potência efetiva e erros, obtidos pela aplicação de coeficientes de ajuste (CA) sobre a energia térmica liberada no ciclo térmico do motor MWM 229.6.

N [rpm]	\dot{W}_{ef_r} [W]	Coeficiente de ajuste = 1,32		Coeficiente de ajuste = 1,45		Coeficiente de ajuste = 1,58	
		\dot{W}_{ef_m} [W]	Erro [%]	\dot{W}_{ef_m} [W]	Erro [%]	\dot{W}_{ef_m} [W]	Erro [%]
0,207	11156,8	19178,0	71,9	17958,6	60,9	17155,0	53,8
0,435	29482,8	32916,0	11,6	29788,6	1,0	26378,0	-10,5
0,643	43681,6	45811,0	4,9	40301,1	-7,7	35985,0	-17,6
0,846	52590,8	56359,0	7,1	50321,5	-4,3	45730,0	-13,0

As tabelas 6 a 9 mostram a aplicação do modelo ajustado aos motores Lintec 4LD 2500, MWM 229.6, Agrale M790 e Lintec 3LD 1500.

Tabela 6 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor Lintec 4LD 2500, $D_{val} = 0,0175m$.

N [rpm]	CHC _m [kgh ⁻¹]	CHC _r [kgh ⁻¹]	Erro [%]	Torque		\dot{W}_{ef_m} [W]	\dot{W}_{ef_r} [W]	Rendimento		Erro [%]
				τ_{ef_m} [Nm]	τ_{ef_r} [Nm]			η_{ef_m} [%]	η_{ef_r} [%]	
1600	6,11	6,46	-5,9	157,8	158,0	26211,9	26185,7	36,5	36,4	0,1
2000	7,58	7,63	-0,7	153,7	152,0	31768,8	31415,9	35,8	35,4	1,12
2400	9,37	9,06	3,4	148,0	148,1	37192,9	37213,8	35,1	35,0	0,06
2800	10,8	9,82	9,9	137,5	136,0	40310,4	39877,3	34,2	33,8	1,09

Tabela 7 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor MWM 229.6, $D_{val} = 0,0165m$.

	CHC_m	CHC_r	Erro	ef_m	ef_r	\dot{W}_{ef_m}	\dot{W}_{ef_r}	ef_m	ef_r	Erro
[%]	[$kg h^{-1}$]	[$kg h^{-1}$]	[%]	[Nm]	[Nm]	[W]	[W]	[%]	[%]	[%]
0,207	3,23	3,21	0,6	122,5	76,1	17958,6	11156,8	23,3	13,8	+60,9
0,435	6,75	6,55	3,1	203,3	201,2	29788,6	29482,8	30,8	30,5	+1,0
0,643	9,92	9,62	3,1	275,0	298,8	40301,1	43681,6	35,5	38,3	-7,7
0,846	13,0	12,6	3,2	343,6	359,1	50321,5	52590,8	39,2	40,4	-4,3

Tabela 8 – Modelo ajustado – consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor Agrale M790, $D_{val} = 0,0170m$.

N	CHC_m	CHC_r	Erro	ef_m	ef_r	\dot{W}_{ef_m}	\dot{W}_{ef_r}	ef_m	ef_r	Erro
[rpm]	[$kg h^{-1}$]	[$kg h^{-1}$]	[%]	[Nm]	[Nm]	[W]	[W]	[%]	[%]	[%]
1600	2,91	2,97	-2,0	72,2	72,0	12091,1	12063,7	37,2	37,1	0,2
2000	3,71	3,88	-4,4	77,1	77,0	16149,4	16126,8	39,1	39,0	0,1
2400	4,47	4,49	-0,4	76,9	77,0	19317,3	19352,2	38,7	38,8	-0,2
3000	5,42	5,93	-8,6	69,9	70,0	21949,0	21991,1	36,5	36,6	-0,2

Tabela 9 – Modelo ajustado - consumo horário de combustível, torque, potência e rendimento efetivo, com erros, motor Lintec 3LD 1500, $D_{val} = 0,0143m$.

N	CHC_m	CHC_r	Erro	ef_m	ef_r	\dot{W}_{ef_m}	\dot{W}_{ef_r}	ef_m	ef_r	Erro
[rpm]	[$kg h^{-1}$]	[$kg h^{-1}$]	[%]	[Nm]	[Nm]	[W]	[W]	[%]	[%]	[%]
1600	3,31	3,65	-9,3	87,7	88,0	14692,9	14737,1	37,0	37,1	-0,3
2000	4,67	4,85	-3,7	88,4	88,0	18495,0	18421,3	33,0	32,9	0,4
2400	5,46	5,57	-2,0	82,3	83,0	20682,8	20849,6	32,8	32,7	-0,8
2800	6,06	6,23	-2,7	74,5	74,8	21826,4	21913,7	31,7	31,6	-0,4

A tabela 10 mostra a aplicação do modelo ao motor Lintec 4LD 2500 funcionando com variação no diâmetro de válvula mostrando os valores dos resultados obtidos para a potência efetiva versus rotação.

Tabela 10 – Potência efetiva com variação no diâmetro de válvula, motor Lintec 4LD 2500.

N	\dot{W}_{ef} [W]	\dot{W}_{ef} [W]	\dot{W}_{ef} [W]	\dot{W}_{ef} [W]
[rpm]	($D_{val} = 0,015m$)	($D_{val} = 0,0175m$)	($D_{val} = 0,0185m$)	($D_{val} = 0,023m$)
1600	23538,3	26211,9	29558,6	29955,2
1800	26539,0	29984,6	33000,0	33782,0

Continua

Continuação

2000	28966,4	31768,8	34281,8	34955,3
2200	30452,2	33352,0	38339,0	39140,8
2400	32675,9	37192,9	40364,2	41184,2
2600	34399,6	38811,0	42514,1	43221,3
2800	37662,7	40310,4	45468,5	46576,6

A tabela 11 mostra a aplicação do modelo ao motor MWM 229.6, funcionando com variação no diâmetro de válvula mostrando os valores dos resultados obtidos para a potência efetiva versus razão de equivalência.

Tabela 11 – Potência efetiva com variação no diâmetro de válvula, motor MWM 229.6.

[%]	\dot{W}_{ef} [W] ($D_{val} = 0,015m$)	\dot{W}_{ef} [W] ($D_{val} = 0,0165m$)	\dot{W}_{ef} [W] ($D_{val} = 0,019m$)	\dot{W}_{ef} [W] ($D_{val} = 0,023m$)	\dot{W}_{ef} [W] ($D_{val} = 0,028m$)
0,207	14351,0	17958,6	19386,0	20271,4	20465,8
0,294	16842,9	23232,4	22977,7	25592,8	25798,2
0,359	20246,7	26565,7	26928,9	29722,4	29945,4
0,435	23357,3	29788,6	31700,7	34708,2	34815,6
0,501	27063,9	33472,3	36006,3	39205,8	39403,2
0,643	33969,3	40301,1	45766,8	49392,5	49594,3
0,678	37619,7	41681,8	48283,5	52004,9	52328,1
0,846	45535,2	50321,5	60904,8	65192,1	65494,8

A tabela 12 mostra a aplicação do modelo ao motor Lintec 4LD 2500 funcionando com diferentes comprimentos de biela mostrando os valores dos resultados obtidos para a potência efetiva versus rotação.

Tabela 12 – Potência efetiva com variação no comprimento da biela, motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	\dot{W}_{ef} [W]; Bi = 0,172m	\dot{W}_{ef} [W]; Bi = 0,192m	\dot{W}_{ef} [W]; Bi = 0,222m
1600	25906,8	26211,9	26698,2
1800	29984,6	29984,6	30211,5
2000	31367,4	31768,8	32182,5
2200	33081,2	33352,0	33750,6
2400	36774,9	37192,9	37651,3
2600	38210,4	38811,0	39188,6
2800	39976,9	40310,4	40792,7

A tabela 13 mostra a aplicação do modelo ao motor MWM 229.6 funcionando com diferentes comprimentos de biela, mostrando os valores dos resultados obtidos para a potência efetiva versus razão de equivalência.

Tabela 13 – Potência efetiva com variação no comprimento da biela, motor MWM 229.6.

[%]	\dot{W}_{ef} [W]; Bi = 0,187m	\dot{W}_{ef} [W]; Bi = 0,207m	\dot{W}_{ef} [W]; Bi = 0,237m
0,207	17646,9	17958,6	18227,8
0,294	22960,3	23232,4	23660,3
0,359	26215,7	26565,7	26890,4
0,435	29329,9	29788,6	30234,7
0,501	33012,6	33472,3	33819,2
0,643	39845,1	40301,1	40915,6
0,678	41180,4	41681,8	42094,2
0,846	49778,9	50321,5	50869,4

A tabela 14 mostra a aplicação do modelo ao motor Lintec 4LD 2500 funcionando com variação no ângulo de giro do virabrequim correspondente a duração da combustão mostrando os valores dos resultados obtidos para a potência efetiva versus rotação.

Tabela 14 – Potência efetiva com variação no ângulo da combustão, motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	\dot{W}_{ef} [W]; = 50°	\dot{W}_{ef} [W]; = 55°	\dot{W}_{ef} [W]; = 60°
1600	26211,9	26004,0	25748,3
1800	29984,6	29641,3	29151,0
2000	31768,8	31447,9	31055,4
2200	33352,0	32763,7	32036,8
2400	37192,9	36402,2	35331,2
2600	38811,0	37943,3	37086,5
2800	40310,4	39124,2	38151,9

A tabela 15 mostra a aplicação do modelo ao motor MWM 229.6 funcionando com variação no ângulo de giro do virabrequim correspondente a duração da combustão mostrando os valores dos resultados obtidos para a potência efetiva versus razão de equivalência.

Tabela 15 – Potência efetiva com variação no ângulo da combustão, motor MWM 229.6.

[%]	\dot{W}_{ef} [W]; = 50°	\dot{W}_{ef} [W]; = 55°	\dot{W}_{ef} [W]; = 60°
0,207	17958,6	17717,5	17185,5
0,294	23232,4	22737,2	22125,7
0,359	26565,7	25955,6	25228,8
0,435	29788,6	29075,3	28057,4
0,501	33472,3	32654,3	31707,6
0,643	40301,1	39462,7	38199,2
0,678	41681,8	40782,4	39640,1
0,846	50321,5	49155,1	47828,3

As tabelas 16 e 17 mostram, respectivamente, a aplicação do modelo aos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6 funcionando com variação funcionando com 100% de biodiesel, 50% de biodiesel e 50% de diesel e 100% de diesel na mistura combustível.

Tabela 16 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	100% biodiesel			50% biodiesel + 50% diesel			100% diesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
1600	25884,3	35,7	7,37	26044,8	36,3	7,28	26211,9	36,5	6,11
2000	31346,2	35,3	8,88	31553,4	35,5	8,70	31768,8	35,8	7,58
2400	36587,3	34,6	10,1	36897,4	34,9	9,91	37192,9	35,1	9,37
2800	39655,6	33,7	11,1	39945,3	33,9	10,9	40310,4	34,2	10,8

Tabela 17 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

[%]	100% biodiesel			50% biodiesel + 50% diesel			100% diesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
0,207	17693,5	22,4	3,64	17914,9	22,85	3,49	17958,6	23,3	3,23
0,435	29453,5	28,3	7,60	29658,2	29,41	7,28	29788,6	30,8	6,75
0,643	39803,9	33,3	11,2	40076,4	34,29	10,63	40301,1	35,5	9,92
0,846	48648,6	37,7	14,6	49079,3	38,41	13,98	50321,5	39,2	13,0

As tabelas 18 e 19 mostram, respectivamente, a aplicação do modelo aos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6 funcionando com variação funcionando com 100% de biogás, 50% de biogás e 50% de diesel e 100% de diesel na mistura combustível.

Tabela 18 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	100% biogás			50% biogás + 50% diesel			100% diesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
1600	25776,0	35,7	5,19	25983,5	36,2	5,56	26211,9	36,5	6,11
2000	31278,8	35,1	6,55	31464,4	35,4	7,12	31768,8	35,8	7,58
2400	36296,2	34,4	7,76	36792,4	34,7	8,68	37192,9	35,1	9,37
2800	39241,7	33,5	8,48	39832,2	33,8	9,69	40310,4	34,2	10,8

Tabela 19 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e diesel, motor MWM 229.6.

[%]	100% biogás			50% biogás + 50% diesel			100% diesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
0,207	17293,0	22,5	2,74	17915,4	22,9	3,18	17958,6	23,3	3,23
0,435	28696,3	30,1	5,71	29660,1	30,4	6,64	29788,6	30,8	6,75
0,643	39165,9	34,6	8,37	39872,1	34,9	9,76	40301,1	35,5	9,92
0,846	48181,6	38,0	10,9	49736,4	38,3	12,8	50321,5	39,2	13,0

As tabelas 20 e 21 mostram, respectivamente, a aplicação do modelo aos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6 funcionando com variação funcionando com 100% de biogás, 50% de biogás e 50% de diesel e 100% de diesel na mistura combustível.

Tabela 20 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e biodiesel, motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	100% biogás			50% biogás + 50% biodiesel			100% biodiesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
1600	25776,0	35,7	5,19	25884,3	35,6	7,36	25884,3	35,7	7,37
2000	31278,8	35,1	6,55	31346,2	35,2	8,87	31346,2	35,3	8,88
2400	36296,2	34,4	7,76	36587,3	34,5	10,08	36587,3	34,6	10,1
2800	39241,7	33,5	8,48	39655,6	33,6	11,08	39655,6	33,7	11,1

Tabela 21 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo com biogás e biodiesel, motor MWM 229.6.

[%]	100% biogás			50% biogás + 50% biodiesel			100% biodiesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
0,207	17293,0	22,5	2,74	17693,5	22,3	3,63	17693,5	22,4	3,64
0,435	28696,3	30,1	5,71	29453,5	28,2	7,58	29453,5	28,3	7,60
0,643	39165,9	34,6	8,37	39803,9	33,1	11,18	39803,9	33,3	11,2
0,846	48181,6	38,0	10,9	48648,6	36,9	14,58	48648,6	36,7	14,6

As tabelas 22 e 23 mostram, respectivamente, a aplicação do modelo aos motores Lintec 4LD 2500 e MWM 229.6 funcionando com diferentes proporções de diesel, biodiesel e biogás na mistura combustível.

Tabela 22 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor Lintec 4LD 2500.

N [rpm]	30% biogás + 50% biodiesel + 20% diesel			50% biogás + 30% biodiesel + 20% diesel			100% diesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
1600	25815,1	36,1	5,77	26004,8	36,3	5,19	26211,9	36,5	6,11
2000	31454,2	35,4	7,18	31642,1	35,6	6,55	31768,8	35,7	7,58
2400	36354,4	34,7	8,91	36775,4	34,9	7,96	37192,9	35,1	9,37
2800	39479,9	33,7	10,3	39865,3	33,9	9,28	40310,4	34,2	10,8

Tabela 23 – Consumo horário de combustível, potência e rendimento efetivo – biogás, biodiesel e diesel, motor MWM 229.6.

[%]	30% biogás + 50% biodiesel + 20% diesel			50% biogás + 30% biodiesel + 20% diesel			100% diesel		
	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]	\dot{W}_{ef} [W]	η_{ef} [%]	CHC [kg h ⁻¹]
0,207	17584,6	22,54	3,09	17783,4	22,96	2,82	17958,6	23,31	3,23
0,435	29088,8	29,59	6,27	29433,4	30,05	5,77	29788,6	30,81	6,75
0,643	39594,3	34,64	9,24	39871,9	34,93	8,64	40301,1	35,53	9,92
0,846	48405,7	38,03	12,43	48937,3	38,41	11,86	50321,5	39,21	13,0

APÊNDICE 2 – Curvas características e dados dos motores.

MWM Série 229

A Série 229 é composta de motores robustos que se destacam por apresentar durabilidade, manutenção simples e baixo custo, além da força e confiança que caracterizam os produtos que levam a marca MWM.



Principais Características:

- 3, 4 e 6 cilindros, respectivamente 3,0; 3,9 e 5,9 litros;
- versões com aspiração natural, turbo e turbo aftercooler;
- injeção mecânica;
- cabeçotes individuais;
- camisas úmidas removíveis;
- acessórios acionados por correia.

Modelo Motor		D229-3	D229-4	TD 229-EC-4	D 229-6
Aspiração		Natural	Natural	Turbo	Natural
Disposição / Cilindros		L 3	L 4	L 4	L 6
Diâmetro x Curso	mm	102x120			
Cilindrada Total	litros	2,94	3,92	3,92	5,88
Taxa de compressão		17:01	17:01	16:01	17:01
Potência	kW(CV)	47(64)	66(90)	90(122)	99(134)
Rotação de Potência Max.	rpm	2.800	3.000	2.800	2.800
Torque	Nm	186	274	363	382
Rotação de Torque Máx.	rpm	1600	1500	1600	1600
Peso Seco	kg	336	395	418	506
Dimensões	Altura mm	822	854	992	992
	Comp. mm	818	921	1444	1444
	Larg. mm	663	730	699	699
* NA = Natural Aspirado					
* TD = Turbo					

APÊNDICE 3 – Dados de ensaios no motor MWM 229.6 (Pereira, 2006)

Tabela AII.III: Motor MWM 229–6 (1.400 rpm).

Relação Torque de Eixo (Nm) / Torque de Atrito (Nm)	Torque de Eixo (Nm)	Torque de Atrito (Nm)	Estimativa Torque Indicada (Nm)	Incerteza Torque Indicada (Nm)	Consumo de Gás (kg/h)	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Razão de Substituição (-)	Incerteza Razão de Substituição (-)	Rendimento Técnico Diesel (-)	Incerteza Rendimento Técnico Diesel (-)	Consumo Específico Aparente (kg/kWh)	Incerteza Consumo Específico Aparente (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Parcial do Ar Seco no Coletor de Admissão (kg/m ³)	Dens. Mist. Ar/Gás Colet. Admissão (kg/m ³)
1401	48,0	61	108,7	1,9	1,68	2,00	223	0,364	0,0086			0,565	0,0162	0,85	0,017	1,06	1,092
1404	48,0	61	108,7	1,9	1,70	2,01	223	0,377	0,0086			0,568	0,0162	0,85	0,017	1,06	1,092
1401	48,0	61	108,7	1,9	1,70	2,01	223	0,377	0,0086			0,569	0,0163	0,85	0,017	1,06	1,092
1401	48,0	61	108,7	1,9	1,68	2,02	223	0,380	0,0086			0,568	0,0163	0,86	0,017	1,06	1,092
1402	48,1	61	108,8	1,9	1,78	1,78	223	0,347	0,0088			0,542	0,0153	0,85	0,017	1,06	1,093
1401	47,9	61	108,6	1,9	1,77	1,77	223	0,351	0,0087			0,541	0,0153	0,85	0,017	1,06	1,093
1399	48,0	61	108,7	1,9	1,79	1,77	223	0,344	0,0088			0,543	0,0153	0,86	0,017	1,06	1,093
1398	48,1	61	108,8	1,9	1,88	1,57	224	0,311	0,0089			0,522	0,0146	0,86	0,017	1,06	1,093
1406	48,0	61	108,7	1,9	1,88	1,56	224	0,311	0,0089			0,522	0,0146	0,85	0,017	1,06	1,093
1400	47,9	61	108,6	1,9	1,88	1,56	224	0,311	0,0089			0,522	0,0146	0,85	0,017	1,06	1,093
1401	48,1	61	108,8	1,9	1,98	1,37	224	0,274	0,0091			0,504	0,0139	0,85	0,017	1,06	1,093
1401	48,0	61	108,7	1,9	1,97	1,36	224	0,278	0,0090			0,501	0,0139	0,85	0,017	1,06	1,093
1399	48,1	61	108,8	1,9	1,98	1,36	224	0,274	0,0091			0,502	0,0139	0,86	0,017	1,06	1,094
1400	48,0	61	108,7	1,9	2,09	1,12	224	0,233	0,0092			0,480	0,0132	0,85	0,017	1,06	1,094
1401	47,9	61	108,6	1,9	2,10	1,12	224	0,230	0,0093			0,481	0,0132	0,85	0,017	1,06	1,094
1401	48,1	61	108,8	1,9	2,10	1,12	224	0,230	0,0093			0,480	0,0131	0,85	0,017	1,06	1,094
1398	47,9	61	108,6	1,9	2,32	0,72	225	0,149	0,0096			0,448	0,0123	0,85	0,017	1,07	1,095
1399	48,0	61	108,7	1,9	2,32	0,70	224	0,149	0,0096			0,443	0,0122	0,85	0,017	1,07	1,095
1400	48,1	61	108,8	1,9	2,34	0,70	225	0,142	0,0097			0,445	0,0122	0,85	0,017	1,07	1,095
1401	48,0	61	108,7	1,9	2,59	0,22	225	0,050	0,0101			0,404	0,0138	0,85	0,017	1,07	1,097
1400	48,1	61	108,8	1,9	2,58	0,22	225	0,054	0,0101			0,402	0,0137	0,85	0,017	1,07	1,096
1400	48,2	61	108,9	1,9	2,73	0,00	226			0,50	0,010	0,386	0,010	0,85	0,017	1,07	1,097
1400	48,1	61	108,8	1,9	2,73	0,00	225			0,50	0,010	0,388	0,010	0,85	0,017	1,07	1,098
1400	47,9	61	108,6	1,9	2,72	0,00	226			0,50	0,010	0,387	0,010	0,85	0,017	1,07	1,098

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotaco Torque de (rpm) Eixo (Nm)	Rotaco Torque de Operaco Diesel (f_D)	Incerteza Razão de Equivalência Operaco Diesel (f_D)	Razão Ar/Gás AG (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (f_D)	Incerteza Modelo (f_D ,-)	R. Equivalência Global (f_D)	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modelo (f_D/f_D ,-)	Incerteza Modelo (f_D/f_D ,-)	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1401	48,0	0,178	111,4	3,24	0,39	0,015	0,26	0,007	0,66	0,031	14,15	14,33	33,8
1404	48,0	0,178	110,8	3,22	0,40	0,016	0,26	0,007	0,65	0,030	14,15	14,33	33,8
1401	48,0	0,178	111,0	3,23	0,40	0,016	0,26	0,007	0,65	0,030	14,15	14,33	33,8
1401	48,0	0,178	110,7	3,22	0,40	0,016	0,26	0,007	0,65	0,030	14,15	14,33	33,8
1402	48,1	0,178	125,6	3,67	0,39	0,016	0,25	0,006	0,65	0,031	14,15	14,33	33,8
1401	47,9	0,178	126,3	3,69	0,38	0,015	0,25	0,006	0,65	0,031	14,15	14,33	33,8
1399	48,0	0,178	126,2	3,69	0,39	0,016	0,25	0,006	0,64	0,031	14,15	14,33	33,8
1398	48,1	0,178	142,3	4,19	0,38	0,016	0,24	0,006	0,63	0,032	14,15	14,33	33,8
1400	48,0	0,178	143,3	4,22	0,38	0,016	0,24	0,006	0,63	0,032	14,15	14,33	33,8
1400	47,9	0,178	143,2	4,22	0,38	0,016	0,24	0,006	0,63	0,032	14,15	14,33	33,9
1401	48,1	0,178	162,5	4,89	0,38	0,018	0,23	0,006	0,62	0,033	14,15	14,33	33,9
1401	48,0	0,178	164,9	4,94	0,37	0,017	0,23	0,006	0,63	0,033	14,15	14,33	33,9
1399	48,1	0,178	165,1	4,94	0,37	0,017	0,23	0,006	0,62	0,033	14,15	14,33	33,9
1400	48,0	0,178	200,3	6,24	0,36	0,019	0,22	0,006	0,61	0,036	14,15	14,33	33,9
1401	47,9	0,178	200,5	6,25	0,37	0,019	0,22	0,006	0,60	0,036	14,15	14,33	33,9
1401	48,1	0,178	200,5	6,25	0,37	0,019	0,22	0,006	0,60	0,036	14,15	14,33	33,9
1398	47,9	0,178	312,9	12,52	0,36	0,028	0,21	0,005	0,57	0,047	14,15	14,33	33,9
1399	48,0	0,178	322,3	13,27	0,35	0,028	0,20	0,005	0,58	0,048	14,15	14,33	33,9
1400	48,1	0,178	322,9	13,29	0,37	0,030	0,20	0,005	0,56	0,048	14,15	14,33	33,9
1401	48,0	0,178	1031,0	259,46	0,33	0,106	0,19	0,006	0,57	0,164	14,15	14,32	33,9
1400	48,1	0,178	1029,9	259,16	0,31	0,096	0,19	0,006	0,61	0,192	14,15	14,32	34,0
1400	48,2	0,178					0,18	0,0049			14,15	14,32	33,8
1400	48,1	0,178					0,18	0,0049			14,15	14,33	33,8
1400	47,9	0,178					0,18	0,0049			14,15	14,33	33,8

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotaco (rpm)	Torque de Eixo (Nm)	Razão de Equivalência Operaco Diesel (E _d)	Incerteza Razão de Equivalência Operaco Diesel (E _d)	Razão Ar/Gás Ar/Gás (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (F ₁)	Incerteza Modelo (F ₁ , -)	R. Equivalência Global (E _g)	Incerteza R. Equivalência Global (E _g)	Modelo (E _g /F ₁)	Incerteza Modelo (E _g /F ₁ , -)	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1402	74,2	0,207	0,006	55,2	1,59	0,48	0,015	0,38	0,010	0,79	0,033	14,19	14,36	29,7
1399	75,6	0,207	0,006	55,3	1,59	0,48	0,015	0,38	0,010	0,79	0,033	14,19	14,36	29,7
1400	76,1	0,207	0,006	55,4	1,60	0,48	0,015	0,38	0,010	0,79	0,033	14,19	14,36	29,7
1401	74,5	0,207	0,006	55,3	1,59	0,48	0,015	0,38	0,010	0,78	0,033	14,19	14,36	29,7
1400	76,2	0,207	0,006	52,3	1,80	0,47	0,015	0,36	0,010	0,75	0,032	14,19	14,36	29,7
1399	77,9	0,207	0,006	52,4	1,80	0,47	0,015	0,36	0,010	0,75	0,032	14,19	14,36	29,7
1400	77,1	0,207	0,006	52,5	1,80	0,47	0,015	0,35	0,009	0,75	0,032	14,19	14,36	29,7
1400	76,0	0,207	0,006	70,5	2,03	0,46	0,015	0,34	0,009	0,74	0,031	14,19	14,36	29,7
1398	77,0	0,207	0,006	70,8	2,04	0,45	0,015	0,33	0,009	0,75	0,032	14,19	14,36	29,8
1397	77,1	0,207	0,006	70,7	2,04	0,45	0,015	0,33	0,009	0,74	0,032	14,19	14,36	29,7
1400	77,5	0,207	0,006	70,8	2,04	0,45	0,015	0,34	0,009	0,74	0,031	14,19	14,36	29,8
1403	77,0	0,207	0,006	80,9	2,34	0,43	0,015	0,31	0,008	0,73	0,031	14,19	14,36	29,8
1400	76,6	0,207	0,006	80,9	2,34	0,44	0,015	0,32	0,008	0,72	0,031	14,19	14,36	29,8
1400	77,4	0,207	0,006	80,9	2,34	0,44	0,015	0,32	0,008	0,72	0,031	14,19	14,36	29,8
1399	76,0	0,207	0,006	96,4	2,79	0,42	0,015	0,30	0,007	0,70	0,031	14,19	14,36	29,8
1401	76,5	0,207	0,006	96,5	2,79	0,42	0,015	0,30	0,007	0,70	0,031	14,19	14,36	29,8
1400	75,8	0,207	0,006	96,5	2,79	0,43	0,015	0,30	0,008	0,69	0,030	14,19	14,36	29,8
1400	74,8	0,207	0,006	150,7	4,46	0,43	0,019	0,26	0,007	0,62	0,031	14,18	14,35	29,8
1400	76,4	0,207	0,006	151,7	4,49	0,42	0,019	0,26	0,007	0,62	0,032	14,18	14,36	29,8
1400	77,2	0,207	0,006	151,6	4,49	0,43	0,019	0,26	0,007	0,61	0,031	14,18	14,36	29,8
1399	76,1	0,207	0,006					0,21	0,0056			14,18	14,35	29,7
1399	76,1	0,207	0,006					0,21	0,0056			14,18	14,35	29,7
1400	76,4	0,207	0,006					0,21	0,0056			14,18	14,35	29,7

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Potência (kW)	Torque de Eixo (Nm)	Torque de Acerto (Nm)	Estimativa Torque Indicado (Nm)	Incerteza Torque Indicado (Nm)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Razo de Substituição (-)	Incerteza Razo de Substituição (-)	Rendimento Térmico Diesel (-)	Incerteza Rendimento Térmico Diesel (-)	Consumo Específico Aparente (kg/kWh)	Incerteza Consumo Específico Aparente (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Parcial do Ar Seco no Coletor de Admissão (kg/m³)	Dens. Mist. Ar/Gás Colet. Admissão (kg/m³)
1401	116,9	61	379,6	1,9	1,33	4,52	221	0,706	0,0046			0,374	0,0077	0,85	0,017	1,05	1,093
1398	116,8	61	379,5	1,9	1,32	4,52	220	0,708	0,0046			0,374	0,0077	0,85	0,017	1,05	1,093
1400	120,5	61	381,2	1,9	1,36	4,52	220	0,699	0,0046			0,370	0,0076	0,85	0,017	1,05	1,093
1400	117,9	61	378,6	1,9	1,28	4,04	221	0,659	0,0047			0,358	0,0071	0,85	0,017	1,05	1,094
1401	116,3	61	379,0	1,9	1,25	4,04	221	0,657	0,0047			0,356	0,0071	0,85	0,017	1,05	1,094
1399	117,6	61	378,3	1,9	1,24	4,04	221	0,658	0,0047			0,359	0,0071	0,85	0,017	1,05	1,094
1399	117,0	61	377,7	1,9	1,79	3,58	222	0,604	0,0048			0,344	0,0065	0,85	0,017	1,05	1,095
1401	117,8	61	378,5	1,9	1,77	3,58	222	0,608	0,0048			0,340	0,0064	0,85	0,017	1,05	1,095
1401	118,3	61	379,0	1,9	1,80	3,58	222	0,602	0,0048			0,340	0,0064	0,85	0,017	1,05	1,095
1400	117,7	61	378,4	1,9	1,77	3,58	222	0,608	0,0048			0,340	0,0064	0,85	0,017	1,05	1,095
1400	116,0	61	376,7	1,9	2,03	3,12	223	0,551	0,0049			0,330	0,0059	0,85	0,017	1,06	1,096
1400	116,2	61	376,9	1,9	2,02	3,11	222	0,553	0,0048			0,328	0,0059	0,85	0,017	1,06	1,096
1400	116,7	61	377,4	1,9	2,35	2,64	223	0,480	0,0050			0,315	0,0052	0,85	0,017	1,06	1,097
1400	116,5	61	377,2	1,9	2,33	2,64	223	0,485	0,0050			0,314	0,0052	0,85	0,017	1,06	1,097
1400	116,7	61	377,4	1,9	2,33	2,64	223	0,485	0,0050			0,313	0,0052	0,85	0,017	1,06	1,097
1401	116,7	61	377,4	1,9	2,33	2,64	223	0,485	0,0050			0,313	0,0052	0,85	0,017	1,06	1,097
1400	115,8	61	376,5	1,9	3,01	1,72	224	0,334	0,0053			0,294	0,0042	0,85	0,017	1,07	1,099
1400	116,8	61	377,5	1,9	3,02	1,72	224	0,332	0,0053			0,292	0,0042	0,85	0,017	1,07	1,099
1400	117,9	61	378,6	1,9	3,03	1,71	224	0,330	0,0053			0,289	0,0041	0,85	0,017	1,07	1,099
1400	115,7	61	376,4	1,9	3,74	0,90	225	0,173	0,0057			0,274	0,0035	0,85	0,017	1,07	1,102
1400	116,5	61	377,2	1,9	3,75	0,90	225	0,170	0,0057			0,273	0,0035	0,85	0,017	1,07	1,102
1400	116,7	61	377,4	1,9	3,76	0,78	225	0,169	0,0058			0,272	0,0035	0,85	0,017	1,07	1,102
1400	120,2	61	381,0	1,9	4,51	0,00	226	0,006	0,006	0,50	0,006	0,256	0,003	0,85	0,017	1,08	1,106
1400	119,8	61	380,5	1,9	4,51	0,00	226	0,006	0,006	0,50	0,006	0,257	0,003	0,85	0,017	1,08	1,106
1400	120,2	61	380,9	1,9	4,54	0,00	227	0,006	0,006	0,50	0,006	0,258	0,003	0,85	0,017	1,08	1,106

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque Eixo (Nm)	Razão de Equivalência Operação Diesel (E _D)	Incerteza Equivalência Operação Diesel (E _D)	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (f _g)	Incerteza Modelo (f _g)	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Modelo (f _g)	R. Equivalência Global (E _D)	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modelo (f _g /f _v)	Incerteza Modelo (f _g /f _v)	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celcius)
1401	118,9	0,294	0,008	48,9	1,41	0,48	0,015	0,43	0,012	0,43	0,012	0,89	0,036	14,25	14,43	34,0
1398	118,8	0,294	0,008	48,8	1,41	0,48	0,015	0,43	0,012	0,43	0,012	0,89	0,036	14,25	14,43	34,0
1400	120,5	0,294	0,008	48,8	1,41	0,49	0,015	0,43	0,012	0,43	0,012	0,88	0,036	14,25	14,43	34,0
1400	117,9	0,294	0,008	54,7	1,58	0,46	0,014	0,41	0,011	0,41	0,011	0,88	0,036	14,25	14,42	34,0
1401	118,3	0,294	0,008	54,8	1,58	0,46	0,014	0,41	0,011	0,41	0,011	0,88	0,036	14,25	14,42	34,0
1399	117,6	0,294	0,008	54,6	1,57	0,46	0,014	0,41	0,011	0,41	0,011	0,88	0,036	14,25	14,43	34,0
1399	117,0	0,294	0,008	62,0	1,79	0,45	0,014	0,39	0,010	0,39	0,010	0,87	0,035	14,25	14,42	34,1
1401	117,8	0,294	0,008	62,0	1,79	0,44	0,014	0,39	0,010	0,39	0,010	0,87	0,035	14,25	14,42	34,1
1401	118,3	0,294	0,008	62,0	1,79	0,45	0,014	0,39	0,010	0,39	0,010	0,86	0,035	14,25	14,42	34,1
1400	117,7	0,294	0,008	62,8	1,79	0,44	0,014	0,39	0,010	0,39	0,010	0,87	0,035	14,25	14,42	34,1
1400	116,0	0,294	0,008	71,4	2,06	0,43	0,013	0,37	0,009	0,37	0,009	0,86	0,035	14,25	14,42	34,1
1400	116,2	0,294	0,008	71,4	2,06	0,42	0,013	0,37	0,009	0,37	0,009	0,86	0,035	14,25	14,42	34,2
1400	116,2	0,294	0,008	71,3	2,06	0,43	0,014	0,37	0,009	0,37	0,009	0,86	0,035	14,25	14,42	34,1
1400	116,7	0,294	0,008	84,3	2,44	0,41	0,013	0,35	0,009	0,35	0,009	0,85	0,035	14,25	14,42	34,2
1400	116,5	0,294	0,008	84,4	2,44	0,41	0,013	0,35	0,009	0,35	0,009	0,86	0,035	14,25	14,42	34,2
1400	116,7	0,294	0,008	84,3	2,44	0,41	0,013	0,35	0,009	0,35	0,009	0,86	0,035	14,25	14,42	34,2
1401	116,7	0,294	0,008	84,3	2,43	0,41	0,013	0,35	0,009	0,35	0,009	0,86	0,035	14,25	14,42	34,2
1400	115,8	0,294	0,008	130,2	3,81	0,39	0,014	0,33	0,008	0,33	0,008	0,84	0,037	14,24	14,42	34,2
1400	116,8	0,294	0,008	130,1	3,81	0,39	0,014	0,33	0,008	0,33	0,008	0,84	0,036	14,24	14,42	34,3
1400	117,9	0,294	0,008	130,8	3,83	0,39	0,014	0,33	0,008	0,33	0,008	0,84	0,036	14,24	14,42	34,3
1400	115,7	0,294	0,008	282,8	10,37	0,35	0,018	0,30	0,008	0,30	0,008	0,88	0,051	14,24	14,42	34,3
1400	116,5	0,294	0,008	283,2	10,39	0,35	0,018	0,30	0,008	0,30	0,008	0,87	0,051	14,24	14,42	34,3
1400	116,7	0,294	0,008	290,0	10,84	0,35	0,018	0,30	0,008	0,30	0,008	0,88	0,052	14,24	14,42	34,3
1400	120,3	0,294	0,008					0,29	0,0078	0,29	0,0078	0,88	0,051	14,24	14,42	33,8
1400	119,8	0,294	0,008					0,29	0,0078	0,29	0,0078	0,88	0,051	14,24	14,42	33,8
1400	120,2	0,295	0,008					0,30	0,0079	0,30	0,0079	0,88	0,052	14,24	14,42	33,8

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque de Eixo (Nm)	Torque de Arrasto (Nm)	Torque Indicado (Nm)	Ratificação Torque Indicado (Nm)	Incerteza Torque Indicado (%)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Ratão de Substituição (-)	Incerteza de Substituição (-)	Rendimento Térmico Diesel (%)	Incerteza de Rendimento Técnico Diesel (%)	Consumo Aparente (kgp/kWh)	Incerteza C. Esp. Aparente (kgp/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Parcial do Ar Seco no Coletor de Admissão (kg/m³)	Dens. Mít. Ar/Gás Colet. (kg/m³)
1401	155,3	61	216,0	216,0	1,9	1,36	5,10	217	0,750	0,0038	0,317	0,0063	0,85	0,017	1,03	1,083					
1399	155,4	61	216,1	216,1	1,9	1,37	5,10	217	0,748	0,0038	0,317	0,0063	0,85	0,017	1,03	1,083					
1399	155,7	61	216,4	216,4	1,9	1,36	5,10	217	0,750	0,0038	0,316	0,0063	0,85	0,017	1,03	1,083					
1399	152,4	61	214,1	214,1	1,9	1,62	4,57	218	0,702	0,0038	0,305	0,0058	0,85	0,017	1,04	1,084					
1400	155,5	61	216,2	216,2	1,9	1,63	4,57	218	0,701	0,0038	0,301	0,0056	0,85	0,017	1,04	1,084					
1399	156,1	61	216,8	216,8	1,9	1,65	4,56	218	0,697	0,0038	0,301	0,0056	0,85	0,017	1,04	1,084					
1399	152,8	61	214,5	214,5	1,9	1,93	4,07	219	0,645	0,0039	0,293	0,0052	0,85	0,017	1,04	1,085					
1399	154,4	61	215,1	215,1	1,9	1,93	4,06	219	0,648	0,0039	0,291	0,0052	0,85	0,017	1,04	1,085					
1400	155,0	61	215,7	215,7	1,9	1,95	4,06	219	0,642	0,0039	0,291	0,0052	0,85	0,017	1,04	1,085					
1399	155,5	61	216,2	216,2	1,9	1,95	4,06	218	0,642	0,0039	0,290	0,0051	0,85	0,017	1,04	1,085					
1399	154,7	61	215,4	215,4	1,9	2,33	3,52	219	0,572	0,0040	0,281	0,0046	0,85	0,017	1,04	1,087					
1399	154,8	61	215,5	215,5	1,9	2,35	3,51	219	0,568	0,0040	0,281	0,0046	0,85	0,017	1,04	1,087					
1400	154,6	61	215,3	215,3	1,9	2,34	3,51	219	0,570	0,0040	0,281	0,0046	0,85	0,017	1,04	1,087					
1399	154,5	61	215,2	215,2	1,9	2,34	3,51	219	0,570	0,0040	0,281	0,0046	0,85	0,017	1,04	1,087					
1400	154,1	61	214,8	214,8	1,9	2,71	3,03	220	0,502	0,0041	0,274	0,0041	0,85	0,017	1,05	1,088					
1400	155,5	61	216,2	216,2	1,9	2,73	3,03	220	0,498	0,0041	0,272	0,0041	0,85	0,017	1,05	1,089					
1400	154,1	61	214,8	214,8	1,9	3,61	2,00	221	0,337	0,0044	0,262	0,0032	0,85	0,017	1,05	1,091					
1400	155,2	61	215,9	215,9	1,9	3,63	2,00	221	0,333	0,0044	0,260	0,0032	0,85	0,017	1,05	1,091					
1400	155,7	61	216,4	216,4	1,9	3,64	1,99	221	0,331	0,0044	0,260	0,0031	0,85	0,017	1,05	1,090					
1400	155,1	61	215,8	215,8	1,9	4,69	0,85	223	0,138	0,0048	0,249	0,0025	0,85	0,017	1,06	1,094					
1400	155,5	61	216,2	216,2	1,9	4,69	0,83	223	0,138	0,0048	0,248	0,0025	0,85	0,017	1,06	1,094					
1399	156,1	61	216,8	216,8	1,9	4,69	0,83	222	0,138	0,0048	0,247	0,0025	0,85	0,017	1,06	1,094					
1400	155,4	61	216,1	216,1	1,9	5,44	0,00	224	0,49	0,005	0,239	0,002	0,85	0,017	1,07	1,098					
1400	155,7	61	216,4	216,4	1,9	5,45	0,00	223	0,49	0,005	0,239	0,002	0,85	0,017	1,07	1,098					
1400	155,2	61	215,9	215,9	1,9	5,44	0,00	224	0,49	0,005	0,239	0,002	0,85	0,017	1,07	1,098					

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque (Nm)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_p)	Incerteza Equivalência Operação Diesel (f_p)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_p)	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Modelo (f_v)	Incerteza Modelo (f_v)	R. Equivalência Global (f_d)	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modelo (f_p/f_v)	Incerteza Modelo (f_p/f_v)	Processo Coletor Admissão I (psia)	Processo Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1401	155,3	0,359	0,010	42,5	1,23	0,52	0,16	0,016	0,48	0,013	0,013	0,92	0,038	14,24	14,41	35,7
1399	155,4	0,359	0,010	42,6	1,23	0,52	0,16	0,016	0,48	0,013	0,013	0,92	0,038	14,24	14,41	35,8
1399	155,7	0,359	0,010	42,6	1,23	0,52	0,16	0,016	0,48	0,013	0,013	0,92	0,038	14,24	14,41	35,8
1399	153,4	0,359	0,010	47,7	1,37	0,50	0,015	0,015	0,46	0,012	0,012	0,92	0,037	14,24	14,41	35,8
1400	155,5	0,359	0,010	47,7	1,37	0,50	0,015	0,015	0,46	0,012	0,012	0,92	0,037	14,24	14,41	35,8
1399	156,1	0,359	0,010	47,8	1,38	0,50	0,015	0,015	0,46	0,012	0,012	0,92	0,037	14,24	14,41	35,8
1399	152,8	0,359	0,010	53,9	1,55	0,48	0,015	0,015	0,44	0,011	0,011	0,91	0,037	14,24	14,41	35,9
1398	154,4	0,359	0,010	53,9	1,55	0,48	0,015	0,015	0,44	0,011	0,011	0,91	0,037	14,24	14,41	35,9
1400	155,0	0,359	0,010	53,8	1,55	0,48	0,015	0,015	0,44	0,012	0,012	0,91	0,037	14,24	14,41	35,9
1399	155,5	0,359	0,010	53,8	1,55	0,48	0,015	0,015	0,44	0,012	0,012	0,91	0,037	14,24	14,41	35,9
1399	154,7	0,359	0,010	62,3	1,80	0,47	0,015	0,015	0,42	0,011	0,011	0,90	0,036	14,24	14,41	36,0
1399	154,8	0,359	0,010	62,4	1,80	0,47	0,015	0,015	0,42	0,011	0,011	0,90	0,036	14,24	14,41	36,0
1400	154,5	0,359	0,010	62,5	1,80	0,47	0,015	0,015	0,42	0,011	0,011	0,90	0,036	14,24	14,41	36,0
1399	154,5	0,359	0,010	62,5	1,80	0,47	0,015	0,015	0,42	0,011	0,011	0,90	0,036	14,24	14,41	36,0
1400	154,1	0,359	0,010	72,6	2,09	0,46	0,015	0,015	0,41	0,010	0,010	0,89	0,036	14,24	14,41	36,0
1400	155,5	0,359	0,010	72,6	2,10	0,46	0,015	0,015	0,41	0,010	0,010	0,89	0,036	14,24	14,41	35,9
1400	154,1	0,359	0,010	110,5	3,21	0,45	0,016	0,016	0,39	0,010	0,010	0,87	0,037	14,23	14,41	36,0
1400	155,2	0,359	0,010	110,6	3,21	0,45	0,016	0,016	0,39	0,010	0,010	0,86	0,036	14,23	14,41	36,0
1400	155,7	0,359	0,010	110,9	3,22	0,45	0,016	0,016	0,39	0,010	0,010	0,86	0,036	14,23	14,41	36,1
1400	155,1	0,359	0,010	261,6	9,17	0,47	0,024	0,024	0,37	0,009	0,009	0,80	0,047	14,23	14,41	36,1
1400	155,5	0,359	0,010	267,2	9,50	0,46	0,024	0,024	0,37	0,009	0,009	0,82	0,046	14,23	14,41	36,0
1399	156,1	0,359	0,010	266,9	9,49	0,46	0,024	0,024	0,37	0,009	0,009	0,82	0,046	14,23	14,41	36,1
1400	155,4	0,358	0,010						0,36	0,0095	0,0095			14,23	14,41	35,6
1400	155,7	0,358	0,010						0,36	0,0095	0,0095			14,23	14,41	35,6
1400	155,2	0,358	0,010						0,36	0,0095	0,0095			14,23	14,41	35,6

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Modelo	Torque de Eixo (Nm)	Torque de Arrasto (Nm)	Torque da Estimativa Indicada (Nm)	Torque Indicada (Nm)	Incerteza Torque Indicada (Nm)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Razão de Substituição (-)	Incerteza de Substituição (-)	Rendimento Térmico Diesel (-)	Incerteza de Rend. Térmico Diesel (-)	Consumo Específico de Combustível (kg/kWh)	Incerteza de Consumo Específico (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza de Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Pecuial do Coletor de Admissão (kg/m³)	Dens. Mist. Admissa (kg/m³)
1399	199,1	61	259,8	1,9	1,9	1,46	5,48	215	0,777	0,0031	0,85	0,017	0,266	0,0051	0,85	0,017	1,03	1,078
1400	198,3	61	259,0	1,9	1,9	1,46	5,48	215	0,777	0,0031	0,85	0,017	0,266	0,0051	0,85	0,017	1,03	1,078
1399	197,0	61	257,7	1,9	1,9	1,44	5,48	215	0,780	0,0031	0,85	0,017	0,268	0,0051	0,85	0,017	1,03	1,078
1400	196,9	61	257,6	1,9	1,9	1,44	5,48	215	0,780	0,0031	0,85	0,017	0,268	0,0051	0,85	0,017	1,03	1,078
1399	198,0	61	258,7	1,9	1,9	1,85	4,91	215	0,717	0,0032	0,85	0,017	0,258	0,0046	0,85	0,017	1,03	1,079
1400	197,5	61	258,2	1,9	1,9	1,86	4,91	216	0,716	0,0032	0,85	0,017	0,259	0,0046	0,85	0,017	1,03	1,079
1400	197,4	61	258,1	1,9	1,9	1,86	4,91	216	0,716	0,0032	0,85	0,017	0,259	0,0046	0,85	0,017	1,03	1,079
1400	197,5	61	258,2	1,9	1,9	2,34	4,35	216	0,643	0,0032	0,84	0,017	0,254	0,0042	0,84	0,017	1,04	1,080
1401	198,1	61	258,8	1,9	1,9	2,35	4,35	216	0,641	0,0032	0,84	0,017	0,253	0,0042	0,84	0,017	1,04	1,080
1400	198,3	61	259,0	1,9	1,9	2,34	4,37	216	0,643	0,0032	0,84	0,017	0,253	0,0042	0,84	0,017	1,04	1,080
1400	197,8	61	258,5	1,9	1,9	2,88	3,78	217	0,560	0,0033	0,84	0,017	0,249	0,0037	0,84	0,017	1,04	1,082
1401	198,7	61	259,4	1,9	1,9	2,90	3,78	217	0,557	0,0033	0,84	0,017	0,248	0,0037	0,84	0,017	1,04	1,082
1400	197,9	61	258,6	1,9	1,9	3,38	3,25	217	0,484	0,0034	0,84	0,017	0,245	0,0033	0,84	0,017	1,04	1,083
1400	197,9	61	258,6	1,9	1,9	3,37	3,25	217	0,485	0,0034	0,84	0,017	0,245	0,0033	0,84	0,017	1,04	1,083
1401	198,1	61	258,8	1,9	1,9	3,38	3,25	217	0,482	0,0034	0,84	0,017	0,245	0,0033	0,84	0,017	1,04	1,083
1400	197,9	61	258,6	1,9	1,9	4,49	2,10	219	0,314	0,0037	0,84	0,017	0,238	0,0025	0,84	0,017	1,05	1,086
1400	198,8	61	259,5	1,9	1,9	4,50	2,10	219	0,313	0,0037	0,84	0,017	0,237	0,0024	0,84	0,017	1,05	1,086
1400	198,8	61	259,5	1,9	1,9	4,50	2,11	218	0,313	0,0037	0,84	0,017	0,238	0,0025	0,84	0,017	1,05	1,086
1400	197,4	61	258,1	1,9	1,9	5,63	0,92	220	0,140	0,0040	0,84	0,017	0,231	0,0019	0,84	0,017	1,06	1,089
1400	197,7	61	258,4	1,9	1,9	5,66	0,92	220	0,135	0,0040	0,84	0,017	0,232	0,0019	0,84	0,017	1,06	1,089
1400	201,4	61	262,1	1,9	1,9	6,56	0,00	222			0,90	0,004	0,222	0,001	0,84	0,017	1,07	1,094
1400	201,1	61	261,8	1,9	1,9	6,55	0,00	222			0,50	0,004	0,222	0,001	0,84	0,017	1,07	1,094
1400	200,3	61	261,0	1,9	1,9	6,53	0,00	222			0,50	0,004	0,222	0,002	0,84	0,017	1,07	1,094

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque de Eixo (Nm)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_d)	Incerteza Equivalência Operação Diesel (f_d)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_d)	Razão Ar/Gás (-)	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Modelo (f_m)	Incerteza Modelo (f_m)	R. Equivalência Global (f_g)	Incerteza R. Equivalência Global (f_g)	Modelo (f_m/f_g)	Incerteza Modelo (f_m/f_g)	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1399	199,1	0,435	0,012	39,2	1,13	0,55	0,016	0,52	0,014	0,96	0,039	14,17	14,35	35,7	
1400	198,3	0,435	0,012	39,3	1,13	0,55	0,016	0,52	0,014	0,96	0,039	14,17	14,35	35,8	
1399	197,0	0,435	0,012	39,3	1,13	0,54	0,016	0,52	0,014	0,96	0,039	14,17	14,35	35,7	
1400	196,9	0,435	0,012	39,3	1,13	0,54	0,016	0,52	0,014	0,96	0,039	14,17	14,35	35,7	
1399	198,0	0,435	0,012	43,8	1,26	0,53	0,016	0,50	0,013	0,95	0,038	14,17	14,34	35,8	
1400	197,5	0,435	0,012	43,3	1,26	0,53	0,016	0,50	0,013	0,95	0,038	14,17	14,34	35,8	
1400	197,4	0,435	0,012	43,9	1,27	0,53	0,016	0,50	0,013	0,95	0,038	14,17	14,34	35,8	
1400	197,5	0,435	0,012	49,5	1,43	0,53	0,016	0,49	0,013	0,94	0,038	14,17	14,34	35,9	
1401	198,1	0,435	0,012	49,4	1,42	0,53	0,016	0,50	0,013	0,94	0,038	14,17	14,34	35,9	
1400	198,3	0,435	0,012	49,4	1,42	0,53	0,016	0,50	0,013	0,94	0,038	14,17	14,34	35,9	
1400	197,8	0,435	0,012	57,3	1,65	0,52	0,016	0,49	0,012	0,93	0,037	14,17	14,34	36,0	
1401	198,7	0,435	0,012	57,3	1,65	0,52	0,016	0,49	0,012	0,93	0,037	14,17	14,34	36,0	
1400	197,9	0,435	0,012	66,8	1,93	0,52	0,016	0,48	0,012	0,92	0,037	14,17	14,34	36,0	
1400	197,9	0,435	0,012	66,8	1,93	0,52	0,016	0,48	0,012	0,92	0,037	14,17	14,34	36,0	
1401	198,1	0,435	0,012	66,9	1,93	0,52	0,016	0,48	0,012	0,92	0,037	14,17	14,34	36,0	
1400	197,9	0,435	0,012	104,1	3,02	0,51	0,017	0,45	0,011	0,90	0,038	14,17	14,34	36,0	
1400	198,8	0,435	0,012	104,0	3,02	0,52	0,018	0,45	0,011	0,90	0,038	14,17	14,34	36,0	
1400	198,8	0,435	0,012	103,5	3,00	0,52	0,018	0,45	0,011	0,89	0,037	14,17	14,34	36,0	
1400	197,4	0,435	0,012	239,4	8,00	0,51	0,024	0,45	0,011	0,88	0,047	14,17	14,34	36,1	
1400	197,7	0,435	0,012	239,0	7,99	0,52	0,025	0,45	0,011	0,86	0,046	14,17	14,34	36,1	
1400	201,4	0,436	0,012					0,44	0,0115			14,17	14,34	35,7	
1400	201,1	0,435	0,012					0,44	0,0115			14,17	14,34	35,8	
1400	200,3	0,435	0,012					0,43	0,0115			14,17	14,34	35,8	

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Velocidade (rpm)	Torque de Eixo (Nm)	Torque de Atrito (Nm)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Gás Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Raio de Substituição (-)	Incerteza Médio de Substituição (-)	Rendimento Técnico Diesel (-)	Incertezaendimento Diesel (-)	Consumo Específico (kg/kWh)	Incerteza Consumo (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Parcial do Ar Seco no Coleto (kg/m³)	Dens. Mút. Ar/da Colel. (kg/m³)
1400	234,9	61	295,6	1,76	5,72	0,769	0,0027	0,0027	0,242	0,0045	0,85	0,017	1,03	1,087	
1403	234,9	61	295,6	1,77	5,73	0,767	0,0027	0,0027	0,242	0,0045	0,84	0,017	1,03	1,085	
1401	234,9	61	295,6	1,77	5,73	0,767	0,0027	0,0027	0,242	0,0045	0,85	0,017	1,03	1,085	
1401	235,0	61	295,7	2,31	5,12	0,696	0,0027	0,0027	0,237	0,0040	0,94	0,017	1,03	1,084	
1400	234,9	61	295,6	2,30	5,11	0,688	0,0027	0,0027	0,237	0,0040	0,95	0,017	1,03	1,083	
1400	235,0	61	295,7	2,31	5,10	0,696	0,0027	0,0027	0,237	0,0040	0,95	0,017	1,03	1,082	
1398	235,0	61	295,7	2,82	4,52	0,616	0,0028	0,0028	0,236	0,0036	0,85	0,017	1,03	1,082	
1401	234,9	61	295,6	2,84	4,52	0,614	0,0028	0,0028	0,236	0,0036	0,85	0,017	1,03	1,081	
1401	235,0	61	295,7	2,82	4,52	0,616	0,0028	0,0028	0,235	0,0035	0,85	0,017	1,03	1,081	
1399	234,9	61	295,6	3,56	3,92	0,532	0,0029	0,0029	0,234	0,0032	0,85	0,017	1,03	1,082	
1399	235,0	61	295,7	3,55	3,92	0,534	0,0029	0,0029	0,234	0,0032	0,85	0,017	1,03	1,081	
1400	235,0	61	295,7	3,55	3,92	0,534	0,0029	0,0029	0,234	0,0032	0,85	0,017	1,03	1,081	
1400	234,9	61	295,6	4,19	3,29	0,449	0,0030	0,0030	0,231	0,0028	0,85	0,017	1,04	1,082	
1399	235,0	61	295,7	4,19	3,29	0,449	0,0030	0,0030	0,231	0,0028	0,85	0,017	1,04	1,081	
1400	235,0	61	295,7	4,19	3,29	0,449	0,0030	0,0030	0,231	0,0028	0,85	0,017	1,04	1,081	
1400	234,9	61	295,6	5,46	2,13	0,283	0,0032	0,0032	0,229	0,0022	0,84	0,017	1,04	1,083	
1399	235,1	61	295,8	5,46	2,13	0,283	0,0032	0,0032	0,229	0,0022	0,85	0,017	1,04	1,083	
1402	234,9	61	295,6	5,48	2,13	0,280	0,0032	0,0032	0,229	0,0022	0,84	0,017	1,04	1,083	
1400	234,9	61	295,6	6,83	0,80	0,102	0,0035	0,0035	0,225	0,0026	0,84	0,017	1,05	1,086	
1401	234,9	61	295,6	6,84	0,80	0,101	0,0035	0,0035	0,225	0,0026	0,84	0,017	1,05	1,086	
1401	234,9	61	295,6	6,83	0,80	0,102	0,0035	0,0035	0,225	0,0026	0,84	0,017	1,05	1,085	
1400	235,0	61	295,7	7,51	0,00	0,00	0,003	0,003	0,221	0,001	0,84	0,017	1,08	1,106	
1400	235,0	61	295,7	7,51	0,00	0,00	0,003	0,003	0,221	0,001	0,84	0,017	1,08	1,106	

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque Eixo (Nm)	Razão de Operação	Razão de Equivalência Diesel (f_{Df})	Incerteza Razão de Equivalência Operação Diesel (f_{Df})	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (f_{Mf})	Incerteza Modelo (f_{Mf})	R. Equivalência Global (f_{Gf})	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modulo (f_{Mf})	Incerteza Modulo (f_{Mf})	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1400	234,9	0,501	0,013	0,013	37,8	1,09	0,57	0,017	0,56	0,015	0,97	0,039	14,23	14,40	33,7
1403	234,9	0,501	0,013	0,013	37,7	1,09	0,58	0,017	0,56	0,015	0,97	0,039	14,23	14,40	33,9
1401	234,9	0,501	0,013	0,013	37,6	1,09	0,58	0,017	0,56	0,015	0,97	0,039	14,23	14,40	34,2
1401	235,0	0,501	0,013	0,013	42,1	1,22	0,57	0,017	0,55	0,015	0,97	0,039	14,23	14,40	34,8
1400	234,9	0,501	0,013	0,013	42,2	1,22	0,57	0,017	0,55	0,014	0,97	0,039	14,23	14,40	35,1
1400	235,0	0,501	0,013	0,013	42,2	1,22	0,57	0,017	0,55	0,014	0,97	0,039	14,23	14,40	35,3
1398	235,0	0,501	0,013	0,013	47,7	1,38	0,57	0,017	0,55	0,014	0,96	0,038	14,23	14,40	35,7
1401	234,9	0,501	0,013	0,013	47,7	1,38	0,57	0,018	0,55	0,014	0,96	0,038	14,23	14,40	35,9
1401	235,0	0,501	0,013	0,013	47,7	1,38	0,57	0,017	0,55	0,014	0,96	0,038	14,23	14,40	36,0
1398	234,9	0,501	0,013	0,013	55,2	1,60	0,57	0,018	0,54	0,014	0,95	0,038	14,23	14,40	36,4
1399	235,0	0,501	0,013	0,013	55,1	1,60	0,57	0,018	0,54	0,014	0,95	0,038	14,23	14,40	36,5
1400	235,0	0,501	0,013	0,013	55,2	1,61	0,57	0,018	0,54	0,014	0,95	0,038	14,23	14,40	36,6
1400	234,9	0,501	0,013	0,013	66,0	1,94	0,57	0,018	0,54	0,013	0,95	0,038	14,23	14,40	36,9
1399	235,0	0,501	0,013	0,013	66,0	1,94	0,57	0,018	0,54	0,013	0,95	0,038	14,22	14,40	37,0
1400	235,0	0,501	0,013	0,013	65,9	1,93	0,57	0,018	0,54	0,013	0,95	0,038	14,23	14,40	37,1
1400	234,9	0,501	0,013	0,013	103,1	3,27	0,58	0,021	0,53	0,013	0,92	0,040	14,22	14,40	37,3
1399	235,1	0,501	0,013	0,013	103,2	3,27	0,58	0,021	0,53	0,013	0,92	0,040	14,22	14,40	37,4
1402	234,9	0,501	0,013	0,013	103,1	3,27	0,58	0,021	0,53	0,013	0,91	0,040	14,22	14,40	37,5
1400	234,9	0,501	0,013	0,013	276,3	24,36	0,60	0,057	0,52	0,014	0,87	0,087	14,22	14,40	37,7
1401	234,9	0,501	0,013	0,013	276,3	24,36	0,60	0,058	0,52	0,014	0,85	0,086	14,22	14,40	37,8
1401	234,9	0,501	0,013	0,013	276,2	24,36	0,60	0,057	0,52	0,014	0,87	0,087	14,22	14,40	37,9
1400	235,0	0,502	0,013	0,013					0,50	0,0133			14,21	14,39	33,2
1400	235,0	0,501	0,013	0,013					0,50	0,0132			14,21	14,39	33,2

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Potência Torque de Eixo (Nm) Atrito (Nm)	Torque da Estimativa Torque Indicador (Nm)	Incerteza Torque Indicador (Nm)	Consumo de Óleo Natural (kg/h)	Consumo de Óleo Diesel (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Razão de Substituição (-)	Incerteza Razão de Substituição (-)	Rendimento Térmico Diesel (-)	Incerteza Rendimento Térmico Diesel (-)	Consumo Específico Aparente (kg/kWh)	Incerteza C. Esp. Aparente (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Escala do Ar Seco no Coletor de Admissão (kg/m³)	Dens. Mist. Ar/Gás Colet. Admissão (kg/m³)
1400 297,3	61 358,0	1,9	1,23	7,34	208	0,872	0,0021	0,222	0,0044	0,84	0,016	1,00	1,00	1,070	1,069
1400 296,8	61 357,5	1,9	1,23	7,34	208	0,872	0,0021	0,222	0,0044	0,84	0,016	1,00	1,00	1,070	1,069
1400 295,9	61 356,6	1,9	2,04	6,53	209	0,788	0,0031	0,223	0,0060	0,84	0,016	1,01	1,01	1,074	1,074
1400 296,1	61 356,8	1,9	2,05	6,53	210	0,787	0,0031	0,223	0,0060	0,84	0,016	1,02	1,02	1,075	1,075
1400 296,8	61 357,5	1,9	2,06	6,64	210	0,786	0,0031	0,222	0,0060	0,84	0,016	1,02	1,02	1,076	1,076
1400 295,0	61 355,7	1,9	2,99	5,83	212	0,689	0,0022	0,224	0,0036	0,84	0,017	1,03	1,03	1,080	1,080
1400 295,4	61 356,1	1,9	3,00	5,83	212	0,688	0,0022	0,224	0,0036	0,84	0,017	1,03	1,03	1,080	1,080
1399 295,7	61 356,4	1,9	3,00	5,83	212	0,688	0,0022	0,224	0,0036	0,84	0,017	1,03	1,03	1,080	1,080
1400 297,8	61 358,5	1,9	3,86	5,14	213	0,599	0,0022	0,223	0,0032	0,84	0,017	1,03	1,03	1,084	1,084
1400 297,3	61 358,0	1,9	3,84	5,14	213	0,602	0,0022	0,223	0,0032	0,84	0,017	1,03	1,03	1,084	1,084
1400 297,5	61 358,2	1,9	3,87	5,14	214	0,598	0,0022	0,224	0,0032	0,84	0,017	1,03	1,03	1,084	1,084
1400 294,4	61 355,1	1,9	4,72	4,33	215	0,510	0,0023	0,224	0,0028	0,84	0,017	1,04	1,04	1,087	1,087
1400 295,9	61 356,6	1,9	4,75	4,33	215	0,506	0,0023	0,224	0,0028	0,84	0,017	1,04	1,04	1,087	1,087
1400 296,1	61 356,9	1,9	4,75	4,33	215	0,506	0,0023	0,224	0,0028	0,84	0,017	1,04	1,04	1,087	1,087
1400 295,4	61 356,1	1,9	6,46	2,80	217	0,329	0,0025	0,223	0,0020	0,83	0,017	1,05	1,05	1,092	1,092
1400 296,1	61 356,8	1,9	6,49	2,80	218	0,328	0,0025	0,224	0,0020	0,83	0,017	1,05	1,05	1,092	1,092
1400 296,0	61 356,7	1,9	8,31	1,10	220	0,136	0,0027	0,221	0,0018	0,83	0,017	1,07	1,07	1,098	1,098
1400 295,8	61 356,5	1,9	8,30	1,10	219	0,138	0,0027	0,221	0,0018	0,83	0,017	1,07	1,07	1,098	1,098
1400 296,2	61 356,9	1,9	8,32	1,10	219	0,135	0,0027	0,221	0,0018	0,83	0,017	1,07	1,07	1,098	1,098
1400 299,0	61 359,7	1,9	9,64	0,00	221	0,46	0,003	0,220	0,001	0,83	0,017	1,07	1,07	1,100	1,100
1400 299,7	61 359,4	1,9	9,62	0,00	221	0,46	0,003	0,220	0,001	0,83	0,017	1,07	1,07	1,100	1,100
1400 298,2	61 358,9	1,9	9,61	0,00	221	0,46	0,003	0,220	0,001	0,83	0,017	1,07	1,07	1,100	1,100

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque de Eixo (Nm)	Razão de Equivalência de Operação Diesel (f_{D1})	Incerteza Equivalência Operação Diesel (f_{D1})	Razão Ar/Gás AG (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (f_{D1})	Incerteza Modelo (f_{D1})	R. Equivalência Global (f_{D1})	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modelo (f_{D1})	Incerteza Modelo (f_{D1})	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1400	297,3	0,643	0,017	28,4	0,82	0,67	0,020	0,67	0,019	1,00	0,041	14,21	14,38	35,7
1400	296,8	0,643	0,017	28,3	0,82	0,67	0,020	0,67	0,019	1,00	0,041	14,21	14,38	36,0
1400	295,9	0,643	0,017	31,5	0,91	0,67	0,020	0,67	0,018	1,00	0,040	14,20	14,37	35,6
1400	296,1	0,643	0,017	31,7	0,91	0,67	0,020	0,67	0,018	1,00	0,040	14,20	14,37	35,4
1400	296,8	0,643	0,017	31,7	0,91	0,67	0,020	0,67	0,018	1,00	0,040	14,20	14,37	35,3
1400	295,0	0,643	0,017	36,4	1,05	0,66	0,020	0,66	0,017	1,00	0,040	14,20	14,37	35,0
1400	295,4	0,643	0,017	36,4	1,05	0,67	0,020	0,66	0,017	1,00	0,040	14,20	14,37	34,9
1399	295,7	0,643	0,017	36,4	1,05	0,67	0,020	0,66	0,017	1,00	0,040	14,20	14,37	34,8
1400	297,8	0,643	0,017	41,5	1,20	0,67	0,021	0,67	0,017	0,99	0,039	14,20	14,37	34,6
1400	297,3	0,643	0,017	41,5	1,20	0,67	0,020	0,66	0,017	0,99	0,039	14,20	14,37	34,5
1400	297,5	0,643	0,017	41,5	1,20	0,67	0,021	0,67	0,017	0,99	0,039	14,20	14,37	34,4
1400	294,4	0,643	0,017	49,6	1,44	0,66	0,021	0,66	0,016	0,99	0,039	14,20	14,37	34,3
1400	295,9	0,643	0,017	49,6	1,44	0,67	0,021	0,66	0,016	0,99	0,039	14,20	14,37	34,2
1400	296,1	0,643	0,017	49,6	1,44	0,67	0,021	0,66	0,016	0,99	0,039	14,20	14,37	34,2
1400	295,4	0,643	0,017	77,4	2,31	0,66	0,022	0,65	0,016	0,99	0,041	14,20	14,37	34,1
1400	296,1	0,643	0,017	77,3	2,30	0,67	0,022	0,65	0,016	0,98	0,041	14,20	14,37	34,0
1400	296,0	0,643	0,017	198,7	10,69	0,62	0,037	0,64	0,017	1,03	0,067	14,19	14,37	33,9
1400	295,8	0,643	0,017	198,5	10,68	0,62	0,037	0,64	0,017	1,04	0,068	14,19	14,37	33,9
1400	296,2	0,643	0,017	198,7	10,69	0,63	0,038	0,64	0,017	1,02	0,067	14,19	14,37	33,9
1400	299,0	0,643	0,017					0,64	0,0170			14,19	14,36	33,8
1400	298,7	0,643	0,017					0,64	0,0170			14,19	14,36	33,9
1400	298,2	0,643	0,017					0,64	0,0170			14,19	14,36	33,9

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Potência Torque de Eixo (Nm)	Estimativa Torque Indicado (Nm)	Incerteza Torque Indicado (Nm)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Gas Natural (kg/h)	Consumo de Ar Seco (kg/h)	Razão de Substituição (-)	Incerteza de Substituição (-)	Rendimento Térmico Diesel (-)	Incerteza Térmico Diesel (-)	Consumo Específico (kg/kWh)	Incerteza Específico (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Eficiência Volumétrica (-)	Densidade Parcial do Ar Seco no Coletor de Admissão (kg/m³)	Dens. Mist. Ar/Gas Colet. Admissão (kg/m³)
1401 314,2	61	374,9	1,9	3,33	7,74	207	0,869	0,0020	0,0020	0,221	0,0044	0,83	0,016	1,01	1,073
1401 313,0	61	373,7	1,9	3,29	7,74	207	0,873	0,0020	0,0020	0,221	0,0044	0,83	0,016	1,01	1,072
1402 312,6	61	373,3	1,9	3,29	7,74	207	0,873	0,0020	0,0020	0,222	0,0044	0,83	0,016	1,01	1,073
1400 310,5	61	371,2	1,9	2,18	6,90	210	0,785	0,0020	0,0020	0,222	0,0040	0,83	0,016	1,02	1,078
1400 311,9	61	372,6	1,9	2,22	6,90	210	0,781	0,0020	0,0020	0,222	0,0040	0,83	0,016	1,02	1,078
1400 311,4	61	372,1	1,9	3,02	6,19	211	0,702	0,0021	0,0021	0,222	0,0036	0,83	0,016	1,03	1,081
1400 312,3	61	373,0	1,9	3,04	6,19	212	0,700	0,0021	0,0021	0,221	0,0036	0,83	0,016	1,03	1,082
1400 312,5	61	373,2	1,9	3,04	6,19	211	0,700	0,0021	0,0021	0,221	0,0036	0,83	0,016	1,03	1,082
1400 310,9	61	371,6	1,9	4,00	5,34	213	0,603	0,0021	0,0021	0,222	0,0031	0,83	0,017	1,03	1,084
1400 311,7	61	372,4	1,9	4,03	5,34	213	0,602	0,0021	0,0021	0,222	0,0031	0,83	0,016	1,03	1,085
1400 310,1	61	370,8	1,9	4,94	4,53	214	0,512	0,0022	0,0022	0,223	0,0027	0,83	0,017	1,04	1,087
1400 311,2	61	371,9	1,9	4,97	4,53	214	0,509	0,0022	0,0022	0,223	0,0027	0,83	0,017	1,04	1,087
1400 311,0	61	371,7	1,9	6,83	2,91	217	0,326	0,0024	0,0024	0,223	0,0020	0,83	0,017	1,05	1,092
1400 311,9	61	372,0	1,9	6,84	2,91	217	0,325	0,0024	0,0024	0,223	0,0020	0,83	0,017	1,05	1,092
1401 311,1	61	371,8	1,9	8,80	1,18	219	0,131	0,0026	0,0026	0,223	0,0017	0,83	0,017	1,07	1,097
1400 311,7	61	372,4	1,9	8,82	1,18	219	0,129	0,0026	0,0026	0,223	0,0017	0,83	0,017	1,07	1,097
1400 316,2	61	376,9	1,9	10,14	0,00	221		0,46	0,003	0,219	0,001	0,83	0,017	1,07	1,101
1400 315,7	61	376,4	1,9	10,12	0,00	220		0,46	0,003	0,219	0,001	0,83	0,017	1,07	1,099

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Notação Torque de Eixo (Nm) (rpm)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_d)	Incerteza Razão de Equivalência Operação Diesel (f_d)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_d)	Razão Ar/Gás (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (f_v)	Incerteza Modelo (f_v)	R. Equivalência Global (f_s)	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modelo (f_s/f_v)	Incerteza Modelo (f_s/f_v)	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1401	314,2	0,678	0,018	26,8	0,77	0,72	0,021	0,71	0,020	1,00	0,041	14,24	14,41	35,6
1402	312,6	0,678	0,018	26,8	0,77	0,71	0,021	0,71	0,020	1,00	0,041	14,23	14,40	35,7
1400	310,5	0,678	0,018	30,5	0,88	0,70	0,021	0,70	0,019	1,00	0,040	14,23	14,40	35,3
1400	311,9	0,678	0,018	30,4	0,88	0,70	0,021	0,70	0,019	1,00	0,040	14,23	14,40	35,3
1400	311,4	0,678	0,018	34,2	0,99	0,70	0,021	0,70	0,018	1,00	0,040	14,23	14,40	35,2
1400	312,3	0,678	0,018	34,2	0,99	0,70	0,021	0,70	0,018	1,00	0,040	14,23	14,40	35,0
1400	312,5	0,678	0,018	34,2	0,99	0,70	0,021	0,70	0,018	1,00	0,040	14,23	14,40	34,9
1400	310,9	0,678	0,018	39,9	1,15	0,69	0,021	0,69	0,017	1,00	0,040	14,23	14,40	34,9
1400	311,7	0,678	0,018	39,9	1,15	0,70	0,021	0,69	0,017	1,00	0,039	14,23	14,40	34,8
1400	310,1	0,678	0,018	47,3	1,37	0,69	0,021	0,69	0,017	1,00	0,040	14,22	14,40	34,7
1400	311,2	0,678	0,018	47,3	1,37	0,70	0,022	0,69	0,017	1,00	0,039	14,22	14,40	34,7
1400	311,0	0,678	0,018	74,5	2,21	0,69	0,023	0,69	0,017	0,99	0,041	14,22	14,39	34,6
1400	311,3	0,678	0,018	74,5	2,21	0,69	0,023	0,69	0,017	0,99	0,041	14,22	14,39	34,6
1401	311,1	0,678	0,018	185,1	9,12	0,69	0,039	0,68	0,018	0,98	0,060	14,22	14,39	34,6
1400	311,7	0,678	0,018	184,8	9,11	0,71	0,039	0,68	0,018	0,97	0,059	14,22	14,39	34,6
1400	316,2	0,678	0,018					0,68	0,0179			14,22	14,39	34,2
1400	315,7	0,678	0,018					0,68	0,0179			14,22	14,39	34,6

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque de Eixo (Nm)	Torque de Atrito (Nm)	Torque de Ratiativa Indicada (Nm)	Torque Indicada (Nm)	Consumo de Diesel (kg/h)	Consumo de Diesel Nat. (kg/h)	Consumo de Al. Saco (kg/h)	Rendimento de Substituição (-)	Rendimento de Substituição (-)	Rendimento Térmico Diesel (-)	Consumo Esp. (kg/kWh)	Consumo Esp. (kg/kWh)	Eficiência Volumétrica (-)	Eficiência Volumétrica (-)	Incerteza Efic. Volumétrica (-)	Densidade Parcial do Ar Saco no Coletor de Admissão (kg/m³)	Dens. Mist. Ar/Gás Colet. Admissão (kg/m³)
1401	370,6	61	437,3	1,9	1,52	9,56	202	0,879	0,0016	0,230	0,8046	0,83	0,016	0,016	0,99	1,064	
1400	369,7	61	436,4	1,9	1,50	9,58	201	0,861	0,0016	0,230	0,8046	0,83	0,016	0,016	0,99	1,062	
1400	370,1	61	436,8	1,9	1,52	9,57	201	0,879	0,0016	0,231	0,8046	0,83	0,016	0,016	0,98	1,062	
1400	366,6	61	427,3	1,9	2,46	8,60	205	0,805	0,0016	0,229	0,8042	0,83	0,016	0,016	1,00	1,069	
1400	368,7	61	429,4	1,9	2,50	8,61	205	0,801	0,0016	0,229	0,8041	0,83	0,016	0,016	1,00	1,070	
1399	368,3	61	429,0	1,9	3,50	7,65	207	0,722	0,0016	0,228	0,8037	0,83	0,016	0,016	1,01	1,075	
1400	368,6	61	429,3	1,9	3,51	7,65	208	0,721	0,0016	0,227	0,8037	0,83	0,016	0,016	1,01	1,075	
1400	368,3	61	429,0	1,9	4,61	6,67	209	0,634	0,0017	0,227	0,8033	0,83	0,016	0,016	1,02	1,079	
1400	368,7	61	429,4	1,9	4,64	6,67	210	0,631	0,0017	0,227	0,8032	0,83	0,016	0,016	1,02	1,079	
1400	366,7	61	427,4	1,9	7,52	4,24	213	0,403	0,0019	0,230	0,8022	0,83	0,017	0,017	1,04	1,086	
1400	367,9	61	428,6	1,9	7,58	4,24	213	0,398	0,0019	0,231	0,8022	0,83	0,017	0,017	1,04	1,086	
1400	368,5	61	429,2	1,9	8,26	3,68	214	0,344	0,0019	0,231	0,8020	0,83	0,017	0,017	1,04	1,087	
1400	368,5	61	429,2	1,9	8,29	3,70	214	0,342	0,0019	0,232	0,8020	0,83	0,017	0,017	1,04	1,087	
1400	356,3	61	419,0	1,9	17,57	0,00	220		0,41	0,002	0,001	0,83	0,017	0,017	1,07	1,088	
1400	358,9	61	419,6	1,9	12,61	0,00	219		0,41	0,002	0,001	0,83	0,017	0,017	1,07	1,088	
1400	359,2	61	419,9	1,9	12,59	0,00	220		0,41	0,002	0,001	0,83	0,017	0,017	1,07	1,088	

Tabela AII.III (cont.): Motor MWM 229-6 (1.400 rpm).

Rotação (rpm)	Torque Siso (Nm)	Razão de Equivalência Operação Diesel (f_d)	Incerteza Razão de Equivalência Operação Diesel ($f_{d,i}$)	Razão Ar/Gás AG (-)	Incerteza Razão Ar/Gás (-)	Modelo (f_4)	Incerteza Modelo ($f_{4,i}$)	R. Equivalência Global (f_5)	Incerteza R. Equivalência Global (-)	Modelo (f_6/f_7)	Incerteza Modelo ($f_{6/7,i}$)	Pressão Coletor Admissão I (psia)	Pressão Coletor Admissão II (psia)	Temperatura Coletor de Admissão (Celsius)
1401	370,5	0,846	0,022	21,0	0,61	0,30	0,027	0,30	0,025	1,00	0,041	14,29	14,47	37,5
1400	369,7	0,846	0,022	21,0	0,61	0,30	0,027	0,30	0,025	1,00	0,041	14,29	14,47	37,8
1400	370,1	0,846	0,022	21,0	0,61	0,30	0,027	0,30	0,025	1,00	0,041	14,29	14,46	37,3
1400	366,5	0,846	0,022	23,8	0,69	0,87	0,026	0,87	0,024	1,01	0,041	14,28	14,46	37,4
1400	368,7	0,846	0,022	23,8	0,69	0,87	0,026	0,88	0,024	1,00	0,041	14,28	14,46	37,1
1399	368,3	0,846	0,022	27,1	0,78	0,85	0,026	0,86	0,022	1,01	0,040	14,28	14,45	36,8
1400	368,8	0,846	0,022	27,1	0,78	0,85	0,026	0,86	0,022	1,01	0,040	14,28	14,45	36,8
1400	368,1	0,846	0,022	31,4	0,91	0,84	0,023	0,85	0,022	1,02	0,040	14,28	14,45	36,5
1400	368,7	0,846	0,022	31,4	0,91	0,84	0,023	0,85	0,022	1,01	0,040	14,28	14,45	36,5
1400	366,7	0,846	0,022	50,4	1,46	0,83	0,026	0,85	0,021	1,03	0,041	14,27	14,44	36,3
1400	367,9	0,846	0,022	50,4	1,46	0,84	0,027	0,85	0,021	1,02	0,041	14,27	14,44	36,3
1400	368,5	0,846	0,022	58,2	1,70	0,84	0,027	0,85	0,021	1,02	0,041	14,27	14,44	36,3
1400	368,5	0,846	0,022	57,9	1,69	0,85	0,027	0,86	0,021	1,01	0,041	14,27	14,44	36,3
1400	358,3	0,844	0,022					0,84	0,0223			14,27	14,44	36,2
1400	358,3	0,848	0,022					0,85	0,0223			14,27	14,44	36,3
1400	358,2	0,846	0,022					0,85	0,0223			14,27	14,44	36,3

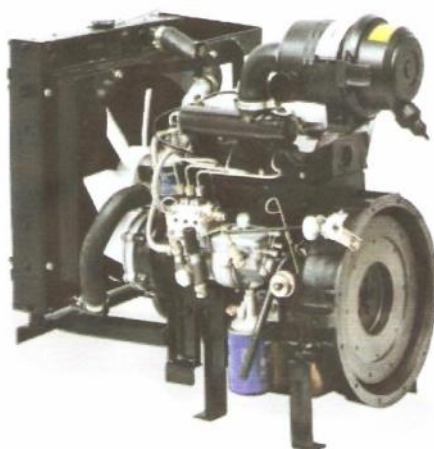
Fonte: PEREIRA, Ricardo Hernandez (2006)
PUC-Rio – Certificação Digital N° 0221012/CA

APÊNDICE 4 – Motores LD.

MOTORES LD

3LD1500 • 3LDG1500

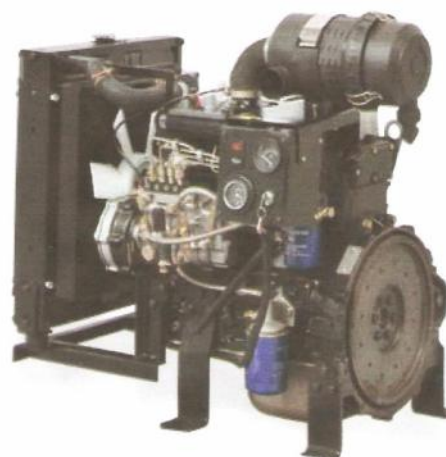
4LD2500 • 4LDG2500 • 4LDG3300



3LD/LDG1500



4LDG3300



4LD/LDG2500

- ✔ Comprovado desempenho e excelente relação custo benefício;
- ✔ Robustez e durabilidade;
- ✔ Versatilidade;
- ✔ Reserva de torque.

		3LD1500	3LDG 1500	4LD2500	4LDG2500	4LDG3300
Ciclo		Diesel - 4 tempos	Diesel - 4 tempos	Diesel - 4 tempos	Diesel - 4 tempos	Diesel - 4 tempos
Tipo de injeção		Direta	Direta	Direta	Direta	Direta
Tipo de motor		Vertical	Vertical	Vertical	Vertical	Vertical
Número de cilindros e tipo		3 cilindro - vertical	3 cilindro - vertical	4 cilindro - vertical	4 cilindro - vertical	4 cilindro - vertical
Dímetro x Curso do êmbolo		85 x 90 mm	85 x 90 mm	90 x 105 mm	90 x 105 mm	100 x 105 mm
Cilindrada		1533	1533	2672	2672	3300
Taxa de compressão		18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
Faixa de Rotação/Potência	Nome (STD)	2800 rpm	1800 rpm	2800 rpm	1800 rpm	1800 rpm
	Curva NB	30,0 cv (22,0 kw)	18,0 cv (13,2 kw)	54,5 cv (40,0 kw)	34,0 cv (25,0 kw)	44 cv (32,0 kw)
	NBR 6396 / ISO 3046	a 2800 rpm	a 1800 rpm	a 2800 rpm	a 1800 rpm	a 1800 rpm
Mínimo consumo específico de combustível em potência máxima	Curva NB	267 g/kWh (363,0 g/cv.h)	267 g/kWh (363,0 g/cv.h)	236 g/kWh (318,6 g/cv.h)	236 g/kWh (318,6 g/cv.h)	238 g/kWh (323,6 g/cv.h)
	NBR 6396 / ISO 3046					
Torque máximo (daN-m / 1800 rpm)		10,2	10,2	16	16	16
Ordem de Ignição		3/1/2002	3/1/2002	1-3-4-2	1-3-4-2	1-3-4-2
Tipo de combustível		Óleo Diesel	Óleo Diesel	Óleo Diesel	Óleo Diesel	Óleo Diesel
Camisa do cilindro		Úmida e substituível	Úmida e substituível	Úmida e substituível	Úmida e substituível	Úmida e substituível
Tipo de refrigeração		Líquida	Líquida	Líquida	Líquida	Líquida
Sentido de rotação (visto do lado do volante)		Anti-horário	Anti-horário	Anti-horário	Anti-horário	Anti-horário
Nível de ruído dB(A)		109	109	110	109	109
Peso seco do motor (Com partida elétrica)		190,0 Kg	190,0 Kg	290,0 Kg	290,0 Kg	330,0 Kg
Sistema de partida		Elétrica	Elétrica	Elétrica	Elétrica	Elétrica
Bateria	Tensão	12V	12V	12V	12V	12V
	Corrente	55 Ah	55 Ah	55 Ah	55 Ah	55 Ah
CAPACIDADES	Tanque Combustível	ND	ND	ND	ND	ND
	Cartel De Oleo Lubrificante	3,5L	3,5L	6,0L	6,0L	7,5L
	Líquido Arrefecimento	6,5L	6,5L	10L	10L	13L

ACESSÓRIOS DIVERSOS

DESCRIÇÃO	CÓDIGO	3LD1500	3LDG1500	4LD2500	4LDG2500	4LDG3300
Eletro stop 12V	7041.099.001.00.7	●	●	●	●	
Eletro stop 24V	7042.099.001.00.5					●
Embreagem com tomada de força radial						●
Embreagem com tomada de força radial		●	●	●	●	
Tanque de combustível	7041.099.002.00.5	●	●	●	●	●

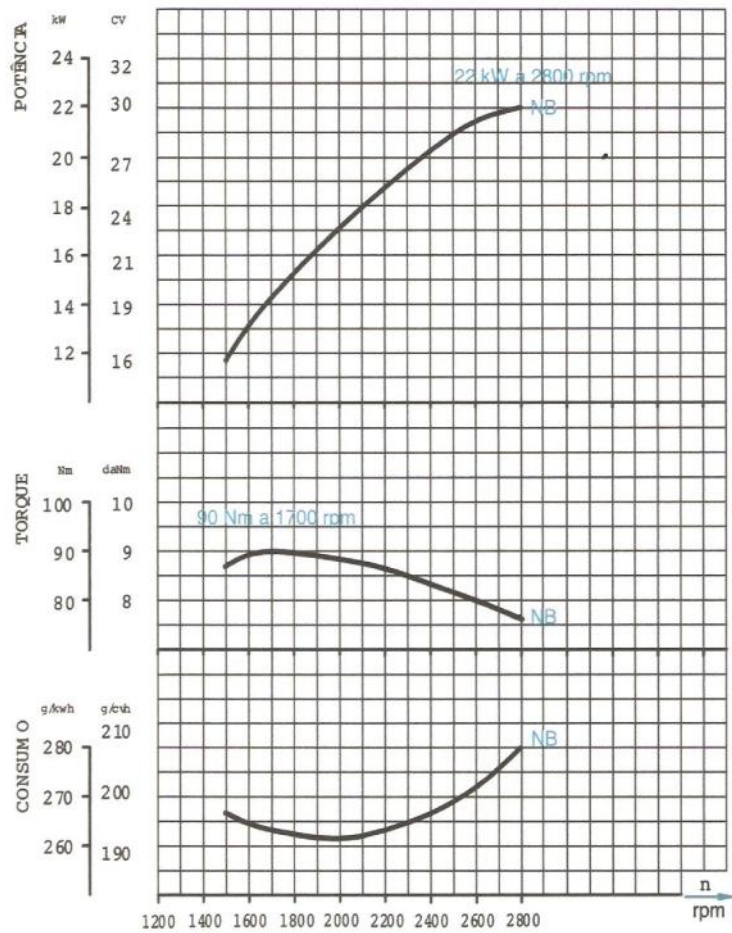
O presente folheto pode incorporar como informações os produtos oferecidos à Agrale, ou a concessionária, a fim de facilitar a escolha dos produtos. Não se responsabiliza por alterações ou informações não atualizadas, portanto, consulte sempre o representante comercial da Agrale para obter as informações mais atualizadas.

WWW.LINTECMOTORES.COM.BR

BR 116 KM 145 Nº 15104 B
CEP 95059-520 - CAXIAS DO SUL - RS
TELEFONE: (54) 3229.0123



3LD1500



POTÊNCIA NB -NBR ISO 3046
n -Rotações por minuto

Obs.: potência, torque e consumo específico são referentes a curva NB, com tolerância de 5% sob condições de variação de temperatura, pressão, umidade e combustível padrão.

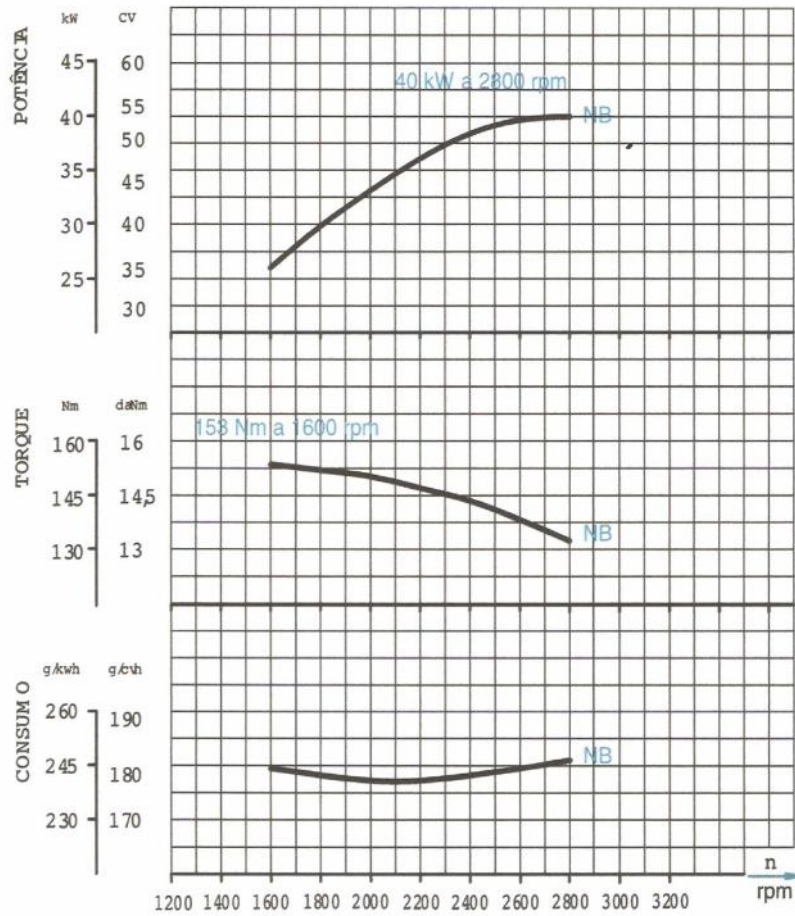
O gráfico indica apenas referência com informações válidas sob condições ideais. A Agrolite ou o fabricante, antes de obter qualquer informação ou especificação técnica ou qualquer informação, deverá consultar o manual do distribuidor ou o site da Procel do Brasil em rede para obter informações de empresa detentora. Procel possui 12 meses de garantia, Setembro 2012.

WWW.LINTECMOTORES.COM.BR

BR 116 KM 145 Nº 15104 B
CEP 95059-520 - CAXIAS DO SUL - RS
TELEFONE: (54) 3229.0123



4LD2500



POTÊNCIA NB - NBR ISO 3046

n - Rotações por minuto

Obs: potência, torque e consumo específico são referentes a curva NB, com tolerância de 5% sob condições de variação de temperatura e pressão, umidade e combustível padrão.

WWW.LINTECMOTORES.COM.BR

BR 116 KM 145 Nº 15104 B
 CEP 95059-520 - CAXIAS DO SUL - RS
 TELEFONE: (54) 3229.0123



O presente folheto contém informações e dados técnicos sujeitos ao produto, referindo-se Agrale ou a terceiros, sob as condições estabelecidas em seu contrato de compra ou venda ou de acordo com os termos e condições de venda, sendo que este, como documento distribuído de livre acesso, constitui parte integrante do produto, sendo de propriedade exclusiva do fabricante, não podendo ser reproduzido, total ou parcialmente, sem a autorização expressa do fabricante, sob pena de sanções legais.

APÊNDICE 5 – Motores M790.

MOTORES REFRIGERADOS A AR**M80 • M85 • M90 ID • M93 ID • M790**

- ✔ Comprovado desempenho e excelente relação custo benefício;
- ✔ Robustez e durabilidade;
- ✔ Sangria automática;
- ✔ Exclusivo sistema de débito automático de partida.



LINTEC
Empresa do Grupo **AGRALE**

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	M80	M85	M90 ID	M93 ID	M790
REPERIÇÃO					
Modo de Refrigeração	A Ar	A Ar	A Ar	A Ar	A Ar
Potência NF (NBR ISO 1585) Cv/ kWrpm	7,0 / 5,0 / 2.500	10 / 7,4 / 2.500	13 / 9,0 / 2.500	14,7 / 10,8 / 2.750	30 / 22 / 3.000
Potência NB (NBR 6206/ISO 3046) Cv/kWrpm	7 / 5,1 / 2.300	9,1 / 6,7 / 2.300	12 / 8,8 / 2.400	14 / 10,3 / 2.600	27 / 19,8 / 3.000
Potência NA (NBR 6206/ISO 3046) Cv/kWrpm	6,5 / 4,8 / 2.300	8,3 / 6,1 / 2.300	11 / 8,1 / 2.400	13 / 9,6 / 2.600	24 / 17,6 / 3.000
Torque Máximo (NBR ISO 1585) daftm/rpm	2,45 / 1.650	3,10 / 1.500	3,9 / 2.350	3,9 / 2.350	7,0 / 2.250
Número de Cilindros	1 Vertical	1 Vertical	1 Vertical	1 Vertical	2 Verticais
Diâmetro do cilindro (mm)	80	85	90	90	90
Curso do Pistão (mm)	100	100	105	105	100
Cilindrada (cm³)	567	567	688	688	1.272
Taxa de Compressão	20:01	20:01	20:01	20:01	18:01
Capacidade do Carter (litros)	2,5	2,5	2,5	2,5	6
Capacidade do tanque de combustível (litros)	12,5	12,5	12,5	12,5	19,7
Consumo de Combustível (g/kWh)	300	285	240	240	268
Sistema de Partida	Manual por Manivela ou Opcional Elétrica	Manual por Manivela ou Opcional Elétrica	Manual por Manivela ou Opcional Elétrica	Manual por Manivela ou Opcional Elétrica	Elétrica
Sistema de Injeção	Indireta	Indireta	Direta	Direta	Direta
Peso a Seco, Versão Standard (kg)	143	142	143	145	218
Área Mínima livre para entrada de ar e refrigeração do motor (cm²)	350	350	350	350	600
Comprimento (mm)	562,5	562,5	562,5	562,5	765,5
Altura (mm)	688	688	688	688	758
Largura (mm)	686	686	686	686	722

OPÇÕES DE TOMADAS DE FORÇA

MODELO	TIPO	ACOPLEMENTO	SENTIDO DE GIRO	POTÊNCIA
M80	Principal no volante	Monobolo / Lixa Elétrica / Pá e Cordeiro	Anti-horário	100%
	Para bomba hidráulica exclusiva	Quilches e bombas hidráulicas	Horário	23,66 L / min 120 kgf / cm²
M85	Principal no volante	Monobolo / Lixa Elétrica / Pá e Cordeiro	Anti-horário	100%
	Para bomba hidráulica exclusiva	Quilches e bombas hidráulicas	Horário	23,66 L / min 120 kgf / cm²
M90 ID	Principal no volante	Monobolo / Lixa Elétrica / Pá e Cordeiro	Anti-horário	100%
	Para bomba hidráulica exclusiva	Quilches e bombas hidráulicas	Horário	23,66 L / min 120 kgf / cm²
M93 ID	Principal no volante	Monobolo / Lixa Elétrica / Pá e Cordeiro	Anti-horário	100%
	Para bomba hidráulica exclusiva	Quilches e bombas hidráulicas	Horário	23,66 L / min 120 kgf / cm²
M790	Principal no volante/equip	Monobolo / Lixa Elétrica / Pá e Cordeiro	Anti-horário	100%
	Para bomba hidráulica exclusiva	Quilches e bombas hidráulicas	Horário	33 L / min 120 kgf / cm²

O presente folheto apresenta somente como informação ilustrativa os produtos, marcas e Agrale, ou o proprietário, sobre a oferta de seu produto com características técnicas ou opções diferentes das aqui informadas, visando para tanto, como documento de referência de oferta, e Proposta Comercial firmada pelo representante legal da empresa ofertante. Produto com 12 meses de garantia. Setembro 2014.






WWW.LINTECMOTORES.COM.BR

BR 116 KM 145 Nº 15104 B
CEP 95059-520 - CAXIAS DO SUL - RS
TELEFONE: (54) 3229-0123

CONCESSIONÁRIO



TABELA DE OPCIONAIS - MOTORES REFRIGERADOS A AR

DESCRIÇÃO	CÓDIGO	M80 	M85 	M90 	M93 	M790 
Luz elétrica	7106.001.016.005	•	•	•	•	
Luz elétrica	7107.001.016.003					•
Pola V3 canais, Ø, diam. 125mm	7106.001.002.003	•	•	•	•	
Pola V3 canais, Ø, diam. 150mm	7106.001.003.001	•	•	•	•	
Pola V3 canais, Ø, diam. 175mm	7106.001.004.009	•	•	•	•	
Pola V5 canais, Ø, diam. 175mm	7107.001.007.000					•
Conj. eixo com chaveia 110x30mm	7106.001.021.003	•	•	•	•	
Conj. eixo com chaveia 140x48mm	7107.001.018.007					•
Granelheira	7106.010.002.010	•	•	•	•	•
Partida elétrica completa (PEC)	7006.000.046.007	•	•	•	•	
Partida elétrica sem alternador	7006.000.064.009	•	•	•	•	
Kit eletro-stop (PPP)	7050.000.016.000	•	•	•	•	
Kit eletro-stop (PPP)	7007.000.040.006					•
Partida pesada a distância com PEC	7105.000.003.006	•	•	•	•	
Partida pesada a distância	7107.000.001.003					•
Válvula pesada	7006.000.040.005	•	•	•	•	
TDRF 180mm sem polia embreagem	7106.007.037.003	•	•	•	•	
TDRF 200mm sem polia embreagem M790	7107.007.011.006					•
TDRF 200mm sem polia embreagem M790W	7111.000.001.001					
Reversor 2x1	7107.005.270.001	•	•	•	•	•
Embreagem marfima s/volante	7106.005.130.008	•	•	•	•	
Embreagem marfima s/volante	7107.005.282.005					•
Bomba hidráulica	8008.108.325.007					•
Ergonagem da bomba hidráulica	7007.005.094.002					•
Tacômetro	8002.111.571.004	•	•	•	•	
Tacômetro	8006.111.510.002					•
Horímetro	8002.111.553.002	•	•	•	•	•
Sistema painel com horímetro	7009.010.000.036	•	•	•	•	
Sistema painel com horímetro e tacômetro	7009.010.000.042	•	•	•	•	

O presente folheto serve meramente como informativo e não substitui o manual do produto, estando à Agil, ou o concessionário, aptos a ofertar seus produtos com características técnicas ou opções diferentes das aqui informadas, visando para tanto, como documento de referência de oferta, a Proposta Comercial firmada pelo representante legal da empresa detentora. Produto com 12 meses de garantia. Setembro 2016

WWW.LINTECMOTORES.COM.BR

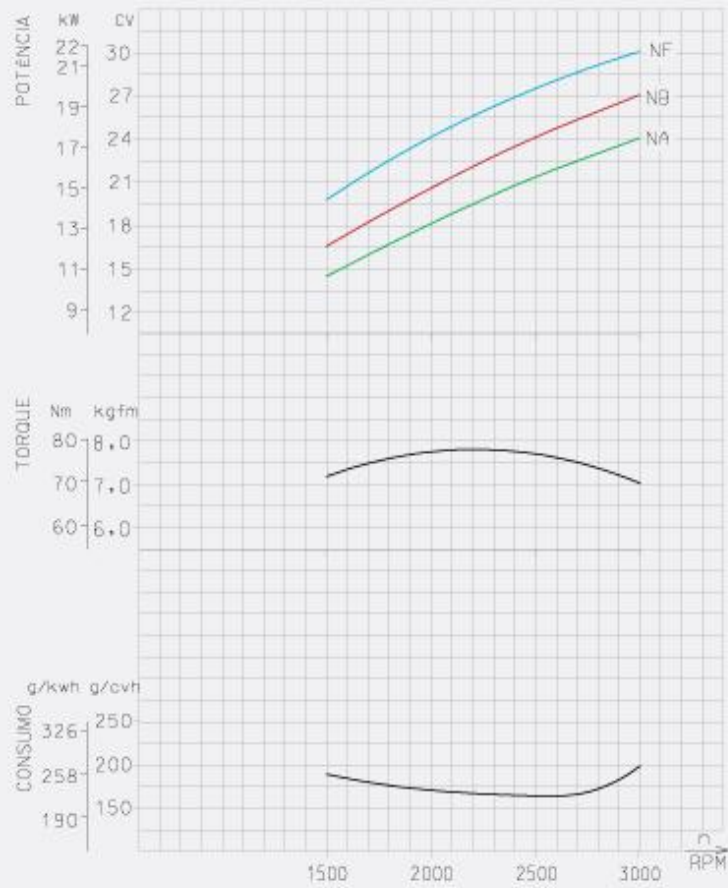
BR 116 KM 145 Nº 15104 B
CEP 95059-520 - CAXIAS DO SUL - RS
TELEFONE: (54) 3229.0123

CONCESSIONÁRIO



CURVAS DE PERFORMANCE - MOTORES REFRIGERADOS A AR

M790



NOTA: Os dados são válidos para motor com filtro de ar padrão e óleo SAE 15W-40. Os dados são válidos para motor com filtro de ar padrão e óleo SAE 15W-40. Os dados são válidos para motor com filtro de ar padrão e óleo SAE 15W-40.

O presente folheto serve meramente como informativo ilustrativo do produto, estando a Agilite, ou o proponente, apto a ofertar seus produtos com características técnicas ou opcionais diferentes das aqui informadas, visando para tanto, ao preenchimento definitivo de oferta, o Processo Comercial firmado pelo representante legal da empresa ofertante. Produto com 12 meses de garantia - Setembro 2010

WWW.LINTECMOTORES.COM.BR

BR 116 KM 145 Nº 15104 B
 CEP 95059-520 - CAXIAS DO SUL - RS
 TELEFONE: (54) 3229.0123

CONCESSIONÁRIO

