

ESTUDO DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL OTTOLIZADO
FUNCIONANDO COM GÁS NATURAL ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
TERMODINÂMICA E ANÁLISE EXPERIMENTAL

Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Severino Fonseca da Silva Neto
Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Rio de Janeiro
Março de 2011

ESTUDO DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL OTTOLIZADO
FUNCIONANDO COM GÁS NATURAL ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
TERMODINÂMICA E ANÁLISE EXPERIMENTAL

Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

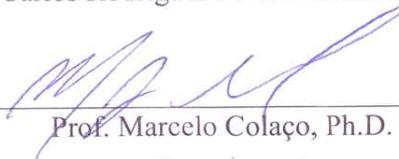
Examinada por:



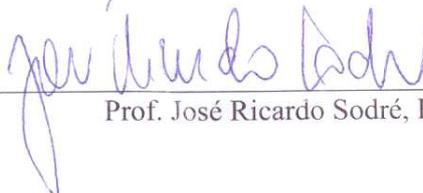
Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.



Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.



Prof. Marcelo Colaço, Ph.D.



Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MARÇO DE 2011

Gutiérrez, Ricardo Homero Ramírez

Estudo de Desempenho de um Motor Diesel
Ottolizado funcionando com Gás Natural através de
Simulação Termodinâmica e Análise Experimental /
Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez. – Rio de Janeiro:
UFRJ/COPPE, 2011.

XV, 119 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Severino Fonseca da Silva Neto

Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de
Engenharia Oceânica, 2011.

Referências Bibliográficas: p. 96-102.

1. Simulação Termodinâmica. 2. Ottolização. 3. Motor
SI a Gás Natural. I. Neto, Severino Fonseca da Silva *et. al.*
II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE,
Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

À Anitania pelo seu amor e aos meus pais pelo apoio oferecido durante todo este tempo.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Carlos Rodrigues Pereira Belchior pelo grande conhecimento de motores e pela confiança depositada em mim durante o tempo de desenvolvimento do mestrado.

Ao professor Marcelo Colaço, pelo seu conhecimento de motores e pelo seu apoio no desenvolvimento da minha pesquisa.

Aos professores da COPPE/UFRJ por todos os conhecimentos transmitidos nas matérias no período de mestrado e sem os quais não seria possível o desenvolvimento deste trabalho.

Ao mestre Tadeu Cavalcante Cordeiro de Melo e ao pessoal do CENPES por fazer os tramites necessários para emprestar o sistema de aquisição de dados INDICOM v2.1.

Ao engenheiro Leonardo Mauro Junior, chefe do projeto FINEP na ARAPONGAS, pela confiança e apoio oferecido para a realização dos ensaios experimentais.

Ao engenheiro Pedro e ao técnico David do Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da COPPE/UFRJ pelo apoio oferecido na instalação do sistema de aquisição de dados INDICOM v2.1.

Ao engenheiro Paulo Bueno da AVL pelo apoio oferecido na utilização do sistema de aquisição de dados INDICOM v2.1.

Ao técnico João da ARAPONGAS pelo suporte oferecido na realização dos ensaios experimentais.

Ao professor Luiz Antonio Vaz Pinto, chefe do Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração (LEDAV) da COPPE/UFRJ, pelo seu apoio no percurso do período do mestrado e pela amizade oferecida.

Ao doutor Ulisses Admar Monteiro, pelo seu apoio e conhecimento em termodinâmica e pela amizade oferecida durante todo este tempo.

Ao pessoal do Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração (LEDAV) da COPPE/UFRJ pelo apoio oferecido neste período de mestrado.

Aos meus irmãos Alejandro, Abrahan, Sandro e ao meu irmão Ángel pelo grande conhecimento em métodos numéricos e pelo apoio, amizade e respeito mostrado durante todos os anos da minha vida.

À minha irmã Graciela que desde o céu vigia e ilumina meu caminho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ESTUDO DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL OTTOLIZADO
FUNCIONANDO COM GÁS NATURAL ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO
TERMODINÂMICA E ANÁLISE EXPERIMENTAL

Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez

Março/2011

Orientadores: Severino Fonseca da Silva Neto

Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Programa: Engenharia Oceânica.

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo termodinâmico zero-dimensional para um diesel gerador que foi transformado para uso dedicado de gás natural. O modelo computacional desenvolvido abrange desde o momento do fechamento da válvula de admissão até a abertura da válvula de exaustão e está dividido em 3 etapas (compressão, combustão e expansão). O modelo baseado na 1^{ra} Lei da termodinâmica para um ciclo fechado foi desenvolvido para estudar o desempenho do motor. O processo de combustão foi modelado utilizando a equação de Wiebe. Levou-se em consideração a transferência de calor por convecção pelas paredes do cilindro e o coeficiente de transferência de calor foi calculada mediante a correlação de Eichelberg. Considerou-se também que as propriedades termodinâmicas variam com a temperatura. Para representar o comportamento da mistura de gases no interior do cilindro foram usadas duas abordagens (Equação dos Gases Ideais e a Equação dos Gases Reais de Van Der Waals) cujos resultados foram comparados. O modelo computacional desenvolvido foi validado com ensaios experimentais.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

STUDY ON THE PERFORMANCE OF AN OTTOLIZED DIESEL ENGINE
WORKING WITH NATURAL GAS THROUGH THERMODYNAMIC
SIMULATION AND EXPERIMENTAL ANALYSIS

Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez

March/2011

Advisors: Severino Fonseca da Silva Neto

Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Department: Ocean Engineering

A zero-dimensional thermodynamic model for a diesel engine that was converted for dedicated use of natural gas was developed in this work. The developed computational model covers from the time of closing the inlet valve to the time of opening the exhaust valve and it was divided into three stages (compression, combustion and expansion). A model based on the first law of thermodynamics for closed cycle has been developed to study the performance of the engine. The combustion process was modeled using the equation of Wiebe. It was taken into consideration the convective heat transfer through the walls of the cylinder and the heat transfer coefficient was calculated by the Eichelberg correlation. It was also considered that the thermodynamic properties vary with temperature. To represent the gas mixture behavior inside the cylinder two approaches (Ideal Gas Equation and Van Der Waals's Real Gas Equation) were used and results compared. The computational model was validated with experimental tests.

INDICE

	Pag.
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVOS	2
1.2. O GÁS NATURAL COMO COMBUSTÍVEL	3
1.2.1. COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL	3
1.2.2. NÚMERO DE METANO	4
1.2.3. ÍNDICE DE WOBBE	4
1.2.4. SEGURANÇA DO GÁS NATURAL	5
1.3. CONVERSÃO DO MOTOR DIESEL A GÁS NATURAL	5
1.3.1. CONVERSÃO A CICLO DUAL	5
1.3.2. CONVERSÃO DEDICADA	6
1.4. DESENVOLVIMENTO DA DISSERTAÇÃO	11
2. ESTADO DA ARTE	13
2.1. CLASIFICAÇÃO DE MODELAGEM EM MOTORES	13
2.2. MODELOS TERMODINAMICOS	15
2.2.1. MODELOS ZERO – DIMENSIONAIS	15
2.2.2. MODELOS QUASE – DIMENSIONAIS	18
2.3. MODELOS MULTIDIMENSIONAIS	23
2.4. ESTUDO DO ESTADO DA ARTE DE MOTORES A GÁS NATURAL	25
2.4.1. MOTOR OTTO	25
2.4.2. MOTOR DIESEL OTTOLIZADO	33
3. TEORIA DE MODELAGEM DE MOTORES	37
3.1. ASPECTOS GERAIS	37
3.2. HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS	37
3.3. PROCESSO DE COMBUSTÃO	38
3.3.1. FATORES DE AJUSTE DA FUNÇÃO DE WIEBE	40
3.3.2. ÂNGULO DE LIBERAÇÃO DE CENTELHA	41
3.3.3. DURAÇÃO DA COMBUSTÃO	42
3.4. EQUAÇÕES DE ESTADO DA MISTURA AC	45

3.4.1.	MODELO DO GÁS IDEAL	45
3.4.2.	MODELO DO GÁS REAL DE VAN DER WAALS	46
3.5.	ANALISE TERMODINAMICO DO SISTEMA	46
3.6.	MODELO GEOMETRICO DO SISTEMA	48
3.7.	CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	50
3.8.	MODELAGEM DA REAÇÃO DE COMBUSTÃO	50
3.8.1.	ANÁLISE DA REAÇÃO DE COMBUSTÃO	50
3.8.2.	CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMOQUÍMICAS	52
4.	METODOLOGIA	56
4.1.	ASPECTOS GERAIS	56
4.2.	LIMITAÇÕES DO MODELO	56
4.3.	ESTRUTURA DA MODELAGEM COMPUTACIONAL	57
4.3.1.	DESCRIÇÃO DO PROGRAMA	57
4.3.2.	DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA SIMULADOR	57
4.3.3.	PROCEDIMENTO DE CÁLCULO	59
5.	PROCEDIMENTO E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	61
5.1.	MOTOR DE TESTE	61
5.2.	INSTRUMENTAÇÃO DAS VARIÁVEIS MEDIDAS	62
5.2.1.	DINAMÔMETRO	62
5.2.2.	MEDIÇÃO DA TEMPERATURA NA PAREDE DO CILINDRO	62
5.2.3.	MEDIÇÃO DA PRESSÃO NA ADMISSÃO	63
5.2.4.	MEDIÇÃO DO LAMBDA	64
5.2.5.	MEDIÇÃO DA VAZÃO DO GÁS	65
5.2.6.	TEMPERATURA DA ADMISSÃO, ÀGUA E ÓLEO DO MOTOR	65
5.2.7.	MEDIÇÃO DO AVANÇO DA IGNIÇÃO DO MOTOR	66
5.2.8.	MEDIÇÃO DA CURVA DE PRESSÃO DO MOTOR	67
5.3.	CÁLCULOS DE INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	69
5.4.	PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS	70
5.5.	RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS	71
5.5.1.	RESULTADOS DOS CÁLCULOS DE INCERTEZAS	72
5.5.2.	ESTUDO DA VARIABILIDADE DOS CICLOS	72

6. VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	76
6.1. VALIDAÇÃO DA CURVA DE PRESSÃO NO CILINDRO	76
6.2. SIMULAÇÃO DE OUTRAS VARIÁVEIS	82
6.3. AVALIAÇÃO DAS CORRELAÇÕES	87
6.3.1. ATRASO DA IGNIÇÃO	87
6.3.2. DURAÇÃO DA COMBUSTÃO	88
6.3.3. TEMPERATURA DA PAREDE DO CILINDRO	91
7. CONCLUSÕES	94
7.1. TRABALHOS FUTUROS	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96
APENDICE I: INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS	103
APENDICE II: DIFERENÇA DE PRESSÕES PARA VÁRIOS ÂNGULOS	112

LISTA DE SIMBOLOS

a	Coeficiente da equação de Wiebe	(adimensional)
a_0, a_1, a_2	Coeficientes da correlação logarítmica dos \bar{C}_{pi}	(adimensional)
$a_3, a_4,$		
$a_4,$		
A	Área da câmara de combustão em contato com o gás	(m ²)
A_1	Suma da área do cabeçote e do topo	(m ²)
A_2	Área lateral do cilindro no percurso do pistão	(m ²)
A_3	Área lateral do volume morto	(m ²)
AC	Mistura Ar/Combustível ou razão Ar/Combustível real	(adimensional)
AC_{ST}	Razão Ar/Combustível estequiométrica	(adimensional)
$APMS$	Antes do ponto morto superior	(graus)
CO	Monóxido de carbono	(moles)
CO_2	Dióxido de carbono	(moles)
CH_4	Metano	(moles)
C_2H_6	Etano	(moles)
C_3H_8	Propano	(moles)
C_4H_{10}	Butano	(moles)
C_p, C_v	Calores específicos a pressão e volume constante mássicos	(J/(kg.K))
$\bar{C}_{pi}, \bar{C}_{vi}$	Calores específicos a pressão e volume constante molares	(J/(mol.K))
CoV	Coeficiente de variação	(%)
D	Diâmetro interior do cilindro	(m)
$DPMS$	Depois do ponto morto superior	(graus)
f_a	Fator de ajuste para o atraso da ignição	(---)
f_d	Fator de ajuste para a duração da combustão	(---)
f_p	Fator de ajuste para a temperatura da parede	(---)
GN	Gás natural	(---)
H_2	Hidrogênio	(moles)
H_2O	Água	(moles)
HC	Hidrocarbonetos não queimados	(moles)

h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	(W/(m ² K))
h_{ent}	Entalpia	(J/mol)
I_A	Incerteza Tipo A	(depende da variável)
I_B	Incerteza Tipo B	(depende da variável)
I_C	Incerteza Combinada	(depende da variável)
I_E	Incerteza Expandida	(depende da variável)
ICE	Ignição por centelha	(---)
ICO	Ignição por compressão	(---)
$IMEP$	Pressão média efetiva	(bar)
IW_{sup}	Índice de Wobbe superior	(J/kg)
IW_{inf}	Índice de Wobbe inferior	(J/Kg)
J	Propriedade termoquímica do gás	(depende da propriedade)
k	Fator de abrangência	(adimensional)
L	Comprimento da Biela	(m)
m	Fator de ajuste da equação de Wiebe	(adimensional)
m_c	Massa de combustível admitida	(kg)
m_m	Massa da mistura admitida	(kg)
M	Média dos valores medidos	(depende da variável)
\bar{M}	Massa molar	(mol-g)
MCI	Motores de combustão interna	(---)
MBF	Fração de Massa Queimada	(adimensional)
n	Numero de medições feitas	(adimensional)
n_c	Eficiência da combustão	(adimensional)
N	Revoluções por minuto	(RPM)
N_2	Nitrogênio	(moles)
NM	Numero de metano	(adimensional)
NO	Numero de octano ou oxido de nitrogênio	(adimensional)

		ou (moles)
O_2	Oxigênio	(moles)
P	Pressão no interior do cilindro	(bar)
P_{ad}	Pressão no fechamento da válvula de admissão	(bar)
P_c	Pressão crítica	(bar)
Pot_i	Potencia indicada	(kW)
P_{max}	Pressão máxima no interior do cilindro	(bar)
PCI	Poder calorífico superior	(J/kg)
PCS	Poder calorífico superior	(J/kg)
Q_a	Calor aparente fornecido ao sistema	(J)
Q_c	Calor teórico liberado pela massa admitida do combustível	(J)
Q_p	Calor transferido pelas paredes do cilindro	(J)
Q_{tot}	Calor total real liberado pela queima do combustível	(J)
r_c	Taxa de compressão do motor	(adimensional)
\bar{R}	Constante universal dos gases ideais	(J/(mol.K))
R	Constante do gás ou raio do eixo de manivelas	(J/(kg.K)) ou (m)
Re	Resolução do instrumento	(depende da variável)
s	Posição do pistão respeito do eixo de manivelas	(m)
S	Curso do pistão	(m)
T	Temperatura no interior do cilindro	(K)
T_{ad}	Temperatura no fechamento da válvula de admissão	(K)
T_a	Temperatura da água de arrefecimento	(°C)
T_c	Temperatura crítica do gás	(K)
$T_{óleo}$	Temperatura do óleo do motor	(°C)
T_p	Temperatura da parede do cilindro	(K)
U	Energia interna dos gases	(J)
v	Volume específico	(m ³ /kg)
v_p	Velocidade média do pistão	(m/s)
V	Volume da câmara de combustão em contato com o gás	(m ³)

V_C	Vazão do <i>GN</i>	(m ³ /h)
V_d	Volume deslocado pelo pistão	(m ³)
W	Trabalho feito pelo pistão	(J)
W_i	Trabalho indicado	(J)
x	Fração de massa queimada de Wiebe ou fração molar	(adimensional)

SIMBOLOS GREGOS

ρ	Massa específica do Gás Natural	(kg/m ³)
ρ_{rel}	Densidade relativa do <i>GN</i> com relação ao Ar.	(adimensional)
$\Delta\theta$	Duração da combustão ao 95% <i>MBF</i>	(graus)
λ	Razão de equivalência <i>A/C</i>	(adimensional)
θ	Ângulo do eixo de manivelas	(graus)
θ_i	Ângulo de liberação de energia ao 1% <i>MBF</i> (<i>APMS</i>)	(graus)
θ_{ST}	Avanço da ignição (<i>APMS</i>)	(graus)
σ	Desvio padrão	(adimensional)
τ	Atraso da ignição	(graus)

1. INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna são usados há muito tempo para a geração de trabalho (transformando energia química em energia mecânica) não só para a propulsão de automóveis e navios, como também para a geração de energia elétrica. No entanto, ainda existem temas de pesquisa que pouco a pouco vão sendo desenvolvidos pelas diferentes instituições de ensino e pesquisa, além das indústrias, que sempre procuram novas tecnologias para inserir no mercado. O interesse principal deste trabalho é o estudo dos motores utilizados nas plataformas offshore, diesel geradores que usam o gás natural como combustível.

Nos últimos tempos o gás natural está tendo muita importância, pois está sendo usado como combustível alternativo ao óleo diesel devido a apresentar uma queima mais limpa no caso de emissão de poluentes e contribuindo, assim, para a proteção do meio ambiente (segundo regulamentação do CONAMA). Além disto, ele é encontrado nos campos do petróleo no mar e, por esta razão, ele é usado nos diesel geradores. Para isto o motor tem que estar adaptado, realizando-se a conversão apropriada. O motor funcionando com o novo combustível deve possuir características e desempenho semelhantes como quando possuía operando com óleo diesel. Trabalhos anteriores mostram que a eficiência térmica é quase a mesma e o consumo de combustível diminui substancialmente.

O objetivo fundamental da pesquisa é fazer uma simulação termodinâmica do motor diesel *ottolizado* (nome que se dá quando o motor diesel é convertido para o ciclo otto), que depois de sofrer a conversão respectiva muda de ciclo de trabalho, passando de motor de ignição por compressão (*ICO*) para motor de ignição por centelha (*ICE*). Por isso foi necessário procurar literatura a respeito do tema e tipo de modelagem a ser usado. Faz-se necessário ter conhecimento dos fenômenos que ocorrem no motor como também saber os princípios da termodinâmica, conhecimento das reações e cinética química, princípio de funcionamento dos motores, teoria de combustão, etc.

Depois de ter entendido o fenômeno, pode-se começar a estudar a simulação termodinâmica revisando primeiro trabalhos publicados anteriormente para assim ter em conta qual foi o procedimento utilizado, as simplificações adotadas (dependendo dos resultados que esperou-se obter e do tipo de modelagem a usar) para então fazer a

modelagem matemática, chegando-se a um sistema de equações diferenciais, a ser resolvido.

Logo que se obtém o sistema de equações diferenciais que governam os processos que ocorrem durante o ciclo de funcionamento do motor, tem-se que usar uma linguagem de programação que permita solucionar-lo mesmo e comparar os resultados obtidos com dados experimentais para validar a simulação feita.

Uma razão muito importante de fazer a modelagem de motores é o aspecto econômico, já que assim pode-se prever o desempenho do motor sem ter que fazer um número grande de testes experimentais, obtendo-se economia de custos e tempo.

1.1. OBJETIVOS

- O objetivo fundamental deste trabalho é obter um modelo para a simulação termodinâmica de um motor diesel *ottolizado* com uso dedicado de gás natural, usando uma modelagem zero – dimensional e validar os resultados em relação aos valores de desempenho do motor com dados experimentais.
- Outro dos objetivos deste trabalho é avaliar a influência da utilização da equação dos gases reais de Van Der Waals (LAPUERTA *et. al.*, 2006), em comparação com a equação universal dos gases ideais (ALLA, 2002, SANTOS, 2004, CAVALCANTE, 2007), para representar o comportamento da mistura de gases no interior do cilindro.
- Como terceiro objetivo tem-se a avaliação experimental das correlações encontradas na revisão bibliográfica para o cálculo dos coeficientes de ajuste da equação de Wiebe (ROUSSEAU *et. al.*, 1999), atraso da ignição (ROUSSEAU *et. al.*, 1999), duração da combustão (ROUSSEAU *et. al.*, 1999, BAYRAKTAR *et. al.*, 2004) e temperatura da parede do cilindro (SHAW *et. al.*, 2002).

Antes de estudar a modelagem do motor, devemos conhecer o combustível que vai ser usado, assim como suas propriedades e como influenciam no desempenho do motor. Por outro lado, deve-se conhecer também o processo de conversão do motor diesel para uso dedicado de gás natural e, dessa forma poder fazer a usinagem das novas peças que serão instaladas no motor.

1.2. O GÁS NATURAL COMO COMBUSTÍVEL

De acordo com a norma internacional ISO 15403, pode se dizer que o gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves que à temperatura e pressão atmosférica permanece no estado gasoso. É um gás inodoro e incolor, não é tóxico e é mais leve que o ar. O *GN* é uma fonte de energia limpa, que pode ser usada nas indústrias, substituindo outros combustíveis mais poluentes. As reservas de *GN* são muito grandes e o combustível possui inúmeras aplicações em nosso dia-a-dia melhorando a qualidade de vida das pessoas. Sua distribuição é feita através de uma rede de tubos e de maneira segura, pois não necessita de estocagem de combustível e por ser mais leve do que o ar se dispersa rapidamente na atmosfera em caso de vazamento. Usando o *GN*, se protege o meio ambiente e colabora se para acabar com a poluição.

A composição típica do *GN* na região do Rio de Janeiro é a seguinte (CEG, 2010):

Tabela 1.1. Composição química do *GN*.

GÁS NATURAL RJ		
COMPONENTE		VOLUME (%)
Metano	CH ₄	90.329
Etano	C ₂ H ₆	5.787
Propano	C ₃ H ₈	1.377
Butano	C ₄ H ₁₀	0.596
Dióxido de carbono	CO ₂	1.160
Nitrogênio	N ₂	0.751
Poder Calorífico Inferior		47.59 MJ/kg
Densidade		0.7475 kg/m ³

1.2.1. Combustão do Gás Natural

O *GN* apresenta algumas peculiaridades em relação a sua queima. O metano, componente principal do combustível, possui a maior relação *Hidrogênio/Carbono* dentre os hidrocarbonetos. Essa relação é de quatro átomos de hidrogênio para um átomo de carbono, que tem como principal consequência a menor emissão de poluentes pesados devido à menor quantidade de carbono, além de não possuir enxofre no combustível. Esse fator representa reduções consideráveis nas emissões de monóxido de carbono (*CO*) e de hidrocarbonetos (*HC*). Devido também a essa característica, o motor a *GN* apresenta uma menor formação de depósitos em seu interior (carbonização), resultando numa maior duração do óleo lubrificante e maior durabilidade de

componentes internos (tais como velas, anéis, camisas, etc.) em relação aos motores movidos com óleo diesel.

O gás usado é caracterizado pelo número de metano, que é a característica calculada com base na composição do gás que determina a tendência à detonação.

1.2.2. Número de Metano (*NM*)

Indica a capacidade antidetonante do *GN* resultante de suas características de aplicação, sendo seus limites passíveis de comparação com a octanagem da gasolina. Como referencia para o cálculo do *NM* do *GN* tem se que para o metano puro (*NM=100*) e o hidrogênio (*NM=0*). Os valores típicos dos números de octano (*NO*) do *GN* encontram-se entre 115 e 130 sendo que o metano puro apresenta 140.

1.2.3. Índice de Wobbe

Representa o calor fornecido pela queima de gases combustíveis através de um orifício submetido a pressões constantes. Esta quantidade de energia é função linear do Índice de Wobbe. Dois gases que apresentem composições distintas, mas com o mesmo índice de Wobbe, disponibilizarão a mesma quantidade de energia por meio de um orifício injetor sob mesma diferença de pressão.

Como o poder calorífico, existe o índice de Wobbe superior (IW_{sup}) e o inferior (IW_{inf}), os quais são calculados através das equações seguintes:

$$IW_{inf} = \frac{PCI}{\rho_{rel}} \quad IW_{sup} = \frac{PCS}{\rho_{rel}} \quad (1.1)$$

Onde:

ρ_{rel} : Densidade relativa em relação ao ar.

As unidades dos Índices de Wobbe são as mesmas unidades que expressam o poder calorífico, já que a densidade relativa ao ar é adimensional. Porém, apesar de possuírem as mesmas unidades, as conceituações físicas do Índice de Wobbe e do Poder Calorífico são diferentes.

1.2.4. Segurança do Gás Natural

A utilização do gás natural como combustível é segura e não apresenta risco de acidentes quando manuseado corretamente. Dentre as características que tornam o gás um combustível seguro, destaca-se:

- a) O limite de inflamabilidade da mistura *Ar/GN* para ocorrer a ignição é mais elevada que a de outros combustíveis.
- b) A temperatura de auto-ignição do metano é bem superior à dos combustíveis líquidos (650 °C).
- c) A massa específica do *GN* é inferior ao do ar (0.7227 kg/m³), sendo rapidamente dispersado em caso de vazamento. Os combustíveis líquidos, por sua vez, depositam-se no chão formando poças que podem facilmente se inflamar.

Além desses fatores, o GN não é tóxico. Como medida de segurança, o gás é odorizado de forma que uma concentração de 0,5% em mistura com o ar seja detectada. Essa concentração se encontra em níveis bem inferiores aos mínimos necessários para haver combustão ou para comprometer a saúde humana.

1.3. CONVERSÃO DO MOTOR DIESEL A GÁS NATURAL

Existem dois tipos básicos de conversão de motores diesel para a utilização do gás natural: dual e a dedicada (*Ottolização*).

1.3.1. Conversão a Ciclo Dual (*Diesel/Gás*)

A conversão ciclo dual é uma tecnologia que utiliza o óleo diesel e o gás natural em proporções variáveis. Em geral, o *GN* substitui o óleo diesel na faixa de 30 a 80% em volume.

A conversão dual apresenta a vantagem de não necessitar troca de componentes do motor original, o que confere maior flexibilidade e menor custo de investimento.

Os motores de ignição por compressão podem ser alimentados por gás, desde que haja a injeção de um combustível de baixa temperatura de ignição para iniciar a combustão.

Um motor operando nesse sistema aspira e comprime uma mistura *Ar/GN*, a combustão é iniciada quando o óleo diesel é injetado no cilindro e, a partir deste ponto,

a combustão se processa de forma semelhante à verificada em motores de combustão por centelha, ciclo Otto.

O ciclo termodinâmico de um motor que utiliza *Diesel/GN* é um ciclo misto, com características do ciclo Diesel até a injeção piloto e às do Otto após esta injeção. Na FIG. 1.1, se apresenta o esquema de injeção piloto e a zonas de ignição.

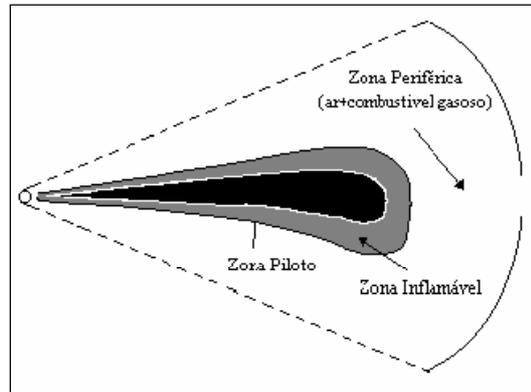


FIG. 1.1. Injeção Piloto.
FONTE: HERNANDEZ (2006)

Alguns benefícios dos motores *Diesel/GN* (HERNANDEZ, 2006):

- Oferece quase mesma potência que os motores similares a óleo diesel em cargas superiores dos 50%.
- Melhora os níveis de emissões do equivalente a óleo diesel.
- Menor custo de manutenção do que dos motores exclusivamente movidos a *GN*.
- Em emergência, pode-se retornar ao uso exclusivo de óleo diesel.

1.3.2. Conversão Dedicada (*Ottolização*)

A conversão dedicada trabalha com a total substituição do óleo diesel pelo gás natural. Com isso, o motor deixa de operar no ciclo Diesel para começar a operar de acordo com o ciclo padrão Otto, daí o nome de *OTTOLIZAÇÃO*.

Essa transformação exige a troca e/ou usinagem das peças originais do motor, como o eixo comando de válvulas, pistões e cabeçotes, sendo esse processo específico para cada tipo de motor. Essa mudança se deve ao fato do motor a *GN* trabalhar a uma taxa de compressão mais baixa. Além disto, necessita-se a instalação de um sistema de ignição elétrica (incluindo velas), onde o motor deixa de ter ignição por compressão (*ICO*) para ter ignição por centelha elétrica (*ICE*). Na FIG. 1.2, apresenta-se a instalação da vela da ignição no cabeçote do cilindro.

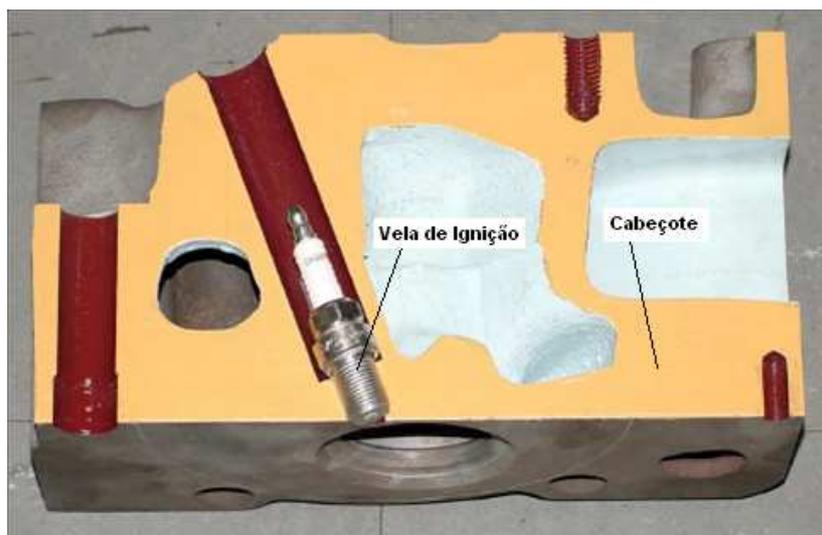


FIG. 1.2. Instalação da vela de ignição no cabeçote do cilindro.
FONTE: MAURO (2005)

Por ser uma conversão mais específica e detalhada, geralmente consegue-se desempenho próximo ao original Diesel além de apresentar uma considerável economia de combustível, em relação à tecnologia dual, pois torna o sistema totalmente independente do óleo diesel.

Apesar de apresentar um custo de investimento mais elevado que a conversão dual, a *ottolização* pode ser totalmente reversível caso o proprietário do motor não se desfaça das peças originais. Esse fator torna-se interessante para o caso de revenda para uma localidade que não tenha fornecimento de gás natural.

Os motores *ottolizados* também são menos poluentes que os motores ciclo dual, apresentando menores emissões de monóxido de carbono, já que na transformação dos mesmos ocorre a troca do eixo comando de válvulas, eliminando assim o problema causado pelo grande cruzamento de válvulas original dos motores diesel.

Para o processo de *ottolização* devemos levar em conta os seguintes critérios (MAURO *et. al.*, 2005):

a) Estimativa da Razão Ar/Combustível

Para uma melhor combustão no interior do cilindro, é necessário fornecer a mistura Ar/Combustível (AC) correta, por isso temos que estimar como vai a trabalhar a combustão: com mistura rica, mistura pobre ou mistura estequiométrica.

A razão *Ar/Combustível* estequiométrica é aquela na qual a queima do combustível se dá por completo, não havendo excesso de ar, nem de combustível. Essa relação pode ser entre os volumes (volumétrica) ou entre as massas (mássica).

A variável λ representa a razão entre a razão *Ar/Combustível* real do motor e a razão *Ar/Combustível* estequiométrica, onde para mistura pobre temos que $\lambda > 1$ e para mistura rica temos que $\lambda < 1$.

Sendo o motor originalmente de ciclo Diesel, trabalhando tipicamente com mistura pobre, o motor após a conversão para o uso dedicado do GN continuará operando com mistura pobre, de acordo com os resultados experimentais feitos em outros trabalhos (HOURI *et. al.*, 2002, SEMIN *et. al.*, 2008, SEMIN *et. al.*, 2009), se procurando qual é a mistura *Ar/Combustível* ideal para obter o melhor desempenho do motor que por outro lado apresenta a vantagem de ter um baixo consumo de combustível além de ter também um melhor controle das emissões segundo a FIG. 1.3:

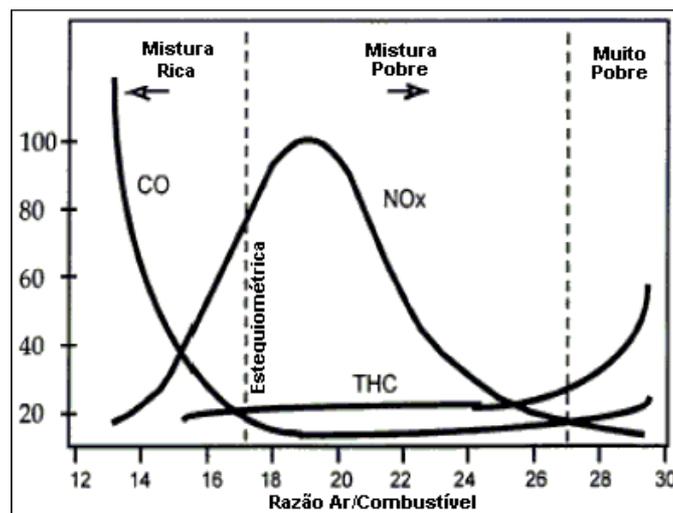


FIG. 1.3. Emissões VS Razão Ar/Combustível
FONTE: MAURO (2005)

b) Razão de Compressão para o Motor a Gás Natural

A razão de compressão de um motor é a relação entre o volume do cilindro, quando o pistão se encontra no ponto morto inferior, e o volume do mesmo quando o pistão se encontra no ponto morto superior.

Os motores Diesel por terem sua ignição iniciada pela compressão do motor costumam ter razões elevadas (de 12:1 a 20:1), e por isso, maiores rendimentos.

Nos motores ciclo Otto, uma mistura AC (e não apenas ar) é comprimida no cilindro. Essa mistura então pode entrar em combustão, fora do ponto determinado (autoignição), sem o acionamento da centelha elétrica, devido às altas pressões e temperaturas atingidas na câmara de combustão. Esse fenômeno pode comprometer o desempenho e a durabilidade do motor; por essa razão, os motores *ottolizados* diminuem a razão de compressão original, limitadas principalmente pela capacidade antidetonante do combustível a ser comprimido. Em alguns casos de motores ottolizados a temperatura do motor também é um fator limitante da razão de compressão. Como o GN tem seu poder calorífico mais elevado que o do óleo diesel, uma maior quantidade de energia é liberada para um mesmo volume de combustível. Conseqüentemente, uma maior quantidade de calor é transmitida para as peças internas do motor e para o liquido de arrefecimento, podendo, em alguns casos, ocasionar desgaste e quebra do equipamento. Assim, alguns fabricantes optam por utilizar razões de compressão mais baixas para diminuir a temperatura da mistura AC antes da combustão, fazendo o motor trabalhar mais frio.

Com isso para não afetar as peças internas do motor e evitando ter ocorrência do fenômeno de detonação, a razão de compressão do motor *ottolizado* deve ser diminuída fazendo testes experimentais. Além disso, devemos levar em conta as formas típicas de câmara de combustão para motores de ignição onde se deseja que sua geometria evite a formação de pontos quentes e de alta pressão. Na FIG. 1.4, se apresenta a forma do novo pistão que deve ser preparado.

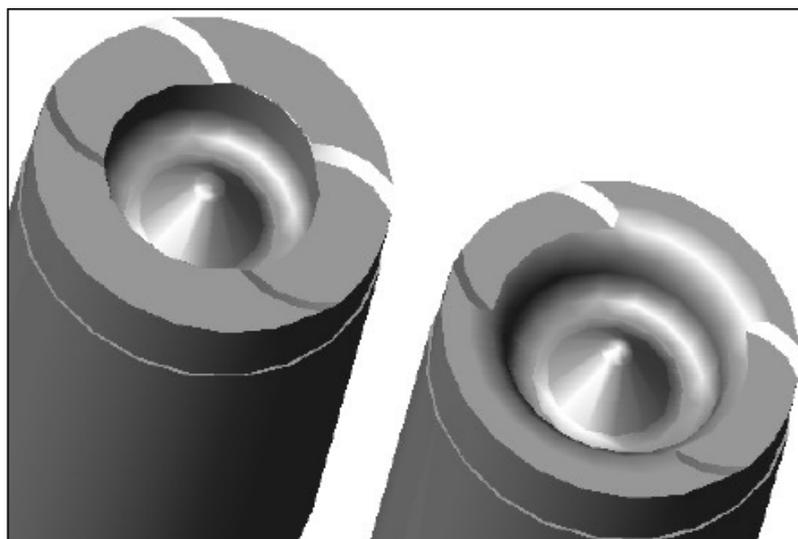


FIG. 1.4. Usinagem do pistão com a nova razão de compressão.
FONTE: MAURO (2005)

c) Sistemas de Admissão e Escape

Ao se converter um motor ciclo Diesel para o ciclo Otto, se torna fundamental analisar as peculiaridades de ambos os ciclos. O fato do motor a óleo diesel admitir apenas ar, enquanto o motor ciclo Otto admite mistura AC, já torna de antemão o seu sistema de admissão e escape inadequado para o uso dedicado de GN. Seja o tempo de admissão, tempo de escape ou o grande cruzamento de válvulas apresentado pelo motor original, em sua configuração de eixo comando de válvulas.

O cruzamento de válvulas (*overlap*) é o tempo em que as válvulas de admissão e escape ficam abertas simultaneamente. Essa característica aumenta o rendimento volumétrico do motor devido a um melhor aproveitamento da inércia dos gases, com o ar admitido auxiliando na exaustão dos gases de combustão do ciclo anterior, possibilitando uma maior admissão de ar 'limpo' para a queima.

Além disso, o cruzamento permite uma maior refrigeração do cilindro e do sistema de exaustão através da passagem de ar da admissão diretamente para os dutos de escapamento. Como os motores de ciclo Diesel admitem apenas ar, eles apresentam cruzamentos de grau elevado, característica que passa a ser indesejável em um motor ciclo Otto. Isso significa que, se as válvulas de admissão e escape ficam durante muito tempo abertas simultaneamente num motor Otto, haverá grande desperdício de mistura *Ar/Combustível* ainda não queimada pela descarga. Esse fator se reflete em grande consumo de combustível e também num elevado nível de emissões de hidrocarbonetos (no caso do motor a gás natural, o metano não queimado). Cresce também as emissões de monóxido de carbono para a mistura que acaba sendo queimada nos dutos de escapamento. A FIG. 1.5 mostra a modificação do eixo comando de válvulas.

Outro problema que pode surgir é o retorno de chama pelo coletor de admissão. Quando o motor está à baixa velocidade, com a borboleta do acelerador pouco aberta, a pressão no coletor fica abaixo da pressão atmosférica, e, ao ocorrer o cruzamento, o gás de escape, à pressão elevada, acaba retornando pelo duto de admissão devido a essa diferença de pressão. Esse fator pode acarretar na explosão da mistura AC presente no coletor de admissão, causando danos ao motor.



FIG. 1.5 Preparação do novo eixo comando de válvulas.
FONTE: MAURO (2005)

1.4. DESENVOLVIMENTO DA DISSERTAÇÃO

No capítulo 2 é apresentado a revisão bibliográfica e o estudo da estado da arte do desenvolvimento de modelagem de motores; explicam-se quais são os tipos de modelos existentes, a sua classificação, as dificuldades de cada um deles e quais são as hipóteses que podem ser utilizadas para facilitar o desenvolvimento do trabalho. São apresentados também uns resumos de trabalhos feitos anteriormente e que servem como base para o presente trabalho.

No capítulo 3 se faz a descrição do processo de modelagem de motores de combustão interna utilizando o modelo zero – dimensional, ressalta-se as diferenças que existem entre o modelo padrão de Ar e o modelo que considera mistura de gases. Assim, é apresentando o modelo de combustão adotado para representar a queima da mistura no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas. Também são apresentadas as equações de estado para modelar o comportamento da mistura de gases no interior do cilindro, além do sistema termodinâmico analisado. É considerado também o modelo geométrico utilizado e a equação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção através da parede do cilindro. Por ultimo, se apresenta também a análise da reação de combustão e como deve-se fazer o cálculo das propriedades termoquímicas da mistura de gases.

No capítulo 4 apresentam-se os critérios adotados para fazer a modelagem termodinâmica do motor assim como também as limitações e as hipóteses simplificadoras utilizadas para facilitar o trabalho feito. Assim, se faz a descrição do funcionamento do programa simulador, fazendo ênfase no software utilizado para desenvolver o modelo computacional. Além disso, se faz menção de quais são os dados de entrada para dar início à simulação e terminando com a apresentação do diagrama de fluxo para um melhor entendimento.

No capítulo 5 apresenta-se o detalhamento do procedimento e resultados experimentais (feitos no banco de provas da ARAPONGAS) começando com a descrição dos instrumentos utilizados na leitura dos dados. Também, se inclui o cálculo de incertezas de medição dos instrumentos com o qual pode-se ter certeza que os dados fornecidos são confiáveis. Por outro lado, nos dados experimentais se faz o estudo de variabilidade dos ciclos para cada uma das condições de operação do motor (*CoV*).

No capítulo 6 são mostrados os resultados obtidos pelo programa simulador e sua comparação com os dados experimentais com o qual podemos fazer a validação. Entre os resultados simulados vão ser apresentadas as diferenças entre as duas equações de estado utilizadas para a modelagem: a equação dos Gases Ideais (CAVALCANTE, 2007) e a equação dos Gases Reais de Van Der Waals (LAPUERTA *et. al.*, 2006), além das correlações encontradas na literatura para o cálculo do atraso da ignição (ROUSSEAU *et. al.*, 1999), duração da combustão (ROUSSEAU *et. al.*, 1999, BAYRAKTAR *et. al.*, 2004) e a temperatura da parede do cilindro (SHAW *et. al.*, 2002).

No capítulo 7 são apresentadas as conclusões do trabalho. Também são feitas recomendações para trabalhos futuros.

2. ESTADO DA ARTE

Sabendo-se que a modelagem de motores de combustão interna vem sendo desenvolvida com muita ênfase nos últimos anos, têm-se ainda muitos desafios a serem vencidos, principalmente aqueles estudos da influência da composição dos combustíveis no desempenho dos motores. Tem-se que levar em conta que, como o presente trabalho é feito em um motor diesel *ottolizado* (funcionando com ignição por centelha), a modelagem será semelhante à de um motor típico operando com ciclo Otto usando o gás natural como combustível alternativo ao óleo diesel original.

Em geral os motores que trabalham com ciclo Otto utilizam a gasolina e/ou etanol como combustível, mas, devido às regulamentações ambientais, nos últimos anos está-se procurando a utilização de novos combustíveis, como o gás natural, que é menos poluente. A maior parte dos trabalhos publicados, em relação à modelagem de motores de ignição por centelha, assume como combustível o metano puro para representar o gás natural, não retratando assim a realidade completamente.

Uma ferramenta muito importante para o estudo dos fenômenos que ocorrem no interior do cilindro e com o qual pode-se conhecer o desempenho do motor é a curva da pressão no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas. Essa ferramenta encontra muita aplicação não só nos centros de ensino e pesquisa, como também nas empresas que encontram nessa medição uma forma de validar os modelos computacionais construídos.

2.1. CLASSIFICAÇÃO DE MODELAGEM EM MOTORES

Duas referências da literatura para classificação de modelos de simulação termodinâmica do ciclo de operação de motores são: HEYWOOD (1988) e RAMOS (1989). Segundo HEYWOOD (1988), os modelos de simulação em motores podem ser divididos em três categorias: zero-dimensionais, quase-dimensionais e multidimensionais.

Os modelos zero - dimensionais e os quase-dimensionais são também conhecidos como termodinâmicos, pois são estruturados em torno da análise termodinâmica dos fluidos de trabalho do motor.

Segundo HEYWOOD (1988) os modelos zero - dimensionais são desenvolvidos com base na primeira lei da termodinâmica onde o tempo é a única variável independente. Com isso podemos conhecer os parâmetros de desempenho do motor, como são: a pressão no interior do cilindro, temperatura, calor transferido pelas paredes, potencia, etc.; mas não podemos conhecer a evolução da queima; e para isso a taxa de queima do combustível e o coeficiente de transferência de calor são calculados através de correlações empíricas e que vem sendo utilizadas em distintos trabalhos. Além de serem ajustadas para ser validadas com ensaios experimentais. Na modelagem quase-dimensional, é utilizada a taxa de queima de um submodelo físico, baseado em um processo de combustão turbulenta, com o objetivo de se prever o atraso e a evolução da combustão. Estes parâmetros são representados em função de dados de operação e de projeto do motor. A combustão no cilindro é subdividida em duas zonas: zona queimada (gases produtos da combustão) e zona não queimada (apenas reagentes), com o qual podemos conhecer as propriedades termoquímicas de cada zona, além de conhecer a pressão e temperatura dos reagentes e dos produtos. O frente de chama é considerado de forma esférica, permitindo o cálculo de sua velocidade. Esses modelos são muito usados no estudo de emissões de poluentes, principalmente na formação de óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos não queimados e material particulado (no caso de motores diesel) devido às altas temperaturas atingidas no interior do cilindro, para poder prever as emissões do motor é necessário utilizar a teoria da cinética química.

A modelagem multidimensional é caracterizada pelo uso de equações diferenciais ordinárias de conservação de energia, junto com as equações que representam os escoamentos turbulentos e de camada limite (na admissão e exaustão), reações químicas (no momento da combustão), entre outros. Nesse caso o sistema de equações será resolvido numericamente com o qual podemos descrever os fenômenos físicos no tempo e espaço.

RAMOS (1989) classifica os modelos de combustão de outra forma. Ele divide os modelos em quatro grupos: zona-simples, multi-zona, unidimensional e multidimensional. Comparando essa divisão com HEYWOOD (1988), a modelagem de zona-simples equivale ao modelo zero - dimensional, a modelagem multi-zona a um modelo quase-dimensional, e a modelagem unidimensional e multidimensional a um modelo multidimensional.

Esse trabalho irá adotar a classificação sugerida por HEYWOOD (1988).

2.2. MODELOS TERMODINÂMICOS

2.2.1. Modelos Zero - Dimensionais

Os modelos zero - dimensionais podem ser divididos em quatro grupos conforme a formulação dos calores específicos a volume constante (C_v) e da consideração ou não de perda de calor pela parede.

LANZAFAME *et. al.* (2002) dá uma definição onde explica que o modelo zero - dimensional tem duas vantagens, pois permite uma boa descrição dos fenômenos físicos (energia liberada durante a combustão e troca de calor entre o gás e a parede do cilindro) e também faz uso de uma matemática muito simples, permitindo um ganho de tempo computacional.

CATON (2000) fez um estudo da modelagem termodinâmica para predição de desempenho num motor ciclo OTTO usando duas abordagens e cujos resultados são depois comparados. Na primeira, utilizou a hipótese simplificadora usada na maioria dos modelos termodinâmicos básicos (a mistura *Ar/Combustível* é considerada homogênea e formada por um único componente, e a razão de calores específicos foi considerada constante). Na segunda apresenta uma análise com algoritmos específicos para determinar a evolução das propriedades do gás dentro da câmara de combustão em função do ângulo do eixo de manivelas.

O objetivo da comparação foi avaliar as diferenças entre as duas abordagens, de forma a se constatar a validade do uso de um modelo básico na predição das principais características no processo de combustão.

Para ambos os casos, para estimar a taxa de queima do combustível foi usada a equação de Wiebe, que aplicada na equação de conservação de energia e na equação de estado de gases ideais permite obter equações diferenciais para pressão e temperatura no interior do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas. A troca de calor pela parede do cilindro foi calculada usando a lei de resfriamento de Newton, onde o coeficiente de transferência de calor foi obtido através de uma correlação empírica.

Nos resultados obtidos, mostraram comportamento muito semelhante para as duas abordagens. Os valores foram muito próximos, diferindo principalmente nos valores máximos (no caso de propriedades instantâneas de pressão e temperatura) sendo que a abordagem básica forneceu valores maiores que a abordagem completa, mas a eficiência térmica e potência disponível mostraram resultados muito próximos. Com

isso se chegou à conclusão que o desempenho global de um motor pode ser previsto com boa aproximação pela formulação de propriedades constantes desde que os dados de entrada sejam escolhidos de forma criteriosa.

BEROUN *et. al.* (2000) fizeram uma simulação zero – dimensional para um motor de ignição por centelha usando diferentes combustíveis, tomando algumas simplificações que ajudaram a prever o desempenho do motor.

Ele considera que a mistura admitida no cilindro (composta por Ar, Combustível e gases residuais da combustão) como si fosse uma massa só de Ar, e leva em conta também o processo politrópico. Para o cálculo da razão de calores específicos utiliza a correlação de Schulle (para os gases diatômicos), para os valores dos calores específicos para as espécies H_2O , CO_2 , O_2 , N_2 e H_2 , usou as tabelas dadas por JASTRZEMSKIJ (1954) e por CENGEL (1994), para os combustíveis gasosos (CH_4 , C_3H_8 e C_4H_{10}) utiliza a correlação dada por BURES (1992) e para os combustíveis líquidos é utilizada a correlação dada por HEYWOOD (1988).

Foi utilizada a correlação de Eichbelrg para calcular o coeficiente de transferência de calor e para modelar a fração de combustível queimado usou a equação de Wiebe.

Entre os resultados que obtive, observou que para uma mistura *Ar/Gasolina* estequiométrica, a temperatura máxima de combustão foi de 180 K maior com relação à experimental enquanto que para uma mistura estequiométrica de *Ar/LPG* foi de 170 K, também fez o ensaio com mistura *Ar/GN* e a temperatura máxima com relação da experimental foi de 140 K acima.

Por outro lado para uma mistura pobre de *Ar/LPG*, achou que a temperatura máxima foi 100 K acima da experimental, em outro ensaio para mistura muito pobre de *Ar/H₂* a temperatura máxima foi apenas 30 K acima da experimental.

Em comparações gerais da pressão média do ciclo, achou que para misturas estequiométricas os resultados do modelo afastavam se no máximo 7% e para misturas muito pobres apenas 2%.

ALLA (2002) desenvolveu uma simulação termodinâmica para um motor Otto monocilíndrico utilizando o octano como combustível e fez a comparação com o modelo de ciclo ideal Otto, observando que os resultados utilizando modelo ideal afastavam-se muito da realidade já que considera que a queima do combustível é feita a volume constante no *PMS*. O processo de combustão precisa de um tempo para se encerrar e nesse tempo ocorre o deslocamento do pistão com o qual o volume na câmara

de combustão varia. Observou também que existe um tempo entre a ocorrência da centelha e o início da combustão, esse tempo oscila entre os 10° do eixo de manivelas.

Para representar a taxa de queima do combustível utilizou a correlação de Wiebe. Também, faz a proposta de uma correlação polinomial de segundo grau para o cálculo da eficiência da combustão e que abrange as misturas AC de razão de equivalência desde 0.7 até 1.2 e considerando também o valor de 0.9 como a eficiência máxima de combustão para um motor de ignição por centelha.

Por outro lado, considera a razão de calores específicos como constantes e para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção utilizou a correlação de Woschni.

Após validar o modelo fez avaliações da influencia da variação da razão de compressão, da razão de equivalência e da variação do ângulo de liberação de centelha obtendo resultados satisfatórios.

SHAW *et. al.* (2002) estudaram a modelagem zero – dimensional (para um motor de ignição por centelha) e analisou algumas correlações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção pelas paredes do cilindro.

A finalidade do trabalho foi fazer a proposta de uma correlação que permita fazer o cálculo da temperatura da parede do cilindro devido à grande dificuldade de instalar sensores para realizar essa medição.

Para conseguir seu objetivo fez testes experimentais analisando a influencia de cada parâmetro de operação na temperatura da parede do cilindro.

Para representar a fração de combustível queimado utilizou a equação de Wiebe e utilizou as correlações de Woschni, Hohenberg e Bargende para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, comparando depois os resultados com o calor rejeitado real.

Na análise achou que a temperatura da parede do cilindro depende basicamente da temperatura da água de arrefecimento, da velocidade do motor e da carga de operação.

Com tudo o anterior, desenvolve uma correlação para o cálculo da temperatura da parede do cilindro e que foi validada com os experimentos, com isso, essa equação pode ser utilizada em outros trabalhos futuros onde não seja possível a instalação de um sensor.

ABU *et. al.* (2007) desenvolveram um modelo zero – dimensional para um motor de ignição por centelha usando duas abordagens: na primeira abordagem assume

que a massa do gás no interior do cilindro se comporta como se fosse Ar e com isso utiliza o ciclo ideal padrão de Ar; na segunda abordagem considera a massa no interior do cilindro como se fosse uma mistura de gases com o qual representa melhor a realidade.

Para a modelagem considera que os calores específicos variam com a temperatura e utilizaram as equações polinomiais propostas por HEYWOOD (1988) e para o cálculo das propriedades termoquímicas da mistura utilizam as propostas de KUO (1986) onde considera que qualquer propriedade termoquímica de uma mistura pode ser calculada como a média ponderada das propriedades de cada componente.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor utilizou a correlação de Whoschni e para modelar a fração de combustível queimado utilizou a equação de Wiebe.

Entre os resultados que obteve mediante a validação experimental, observou que para a condição de operação de 5000 rpm e uma razão de equivalência de 1.2, obteve valores de temperatura máxima, pressão media efetiva e eficiência ao redor de 3000 K, 15 bar e 32% respectivamente, enquanto que para o modelo de mistura de gases para a mesma condição obteve valores de 2500 K, 13.7 bar e 29% vendo que a diferença é significativa. Embora, para a condição de operação do motor de 2000 rpm e razão de equivalência de 0.8, obteve como valores 2000 K, 8.7 bar e 28% para o ciclo padrão de Ar; e para o modelo de mistura de gases obteve valores de 1900 K, 8.4 bar e 27% observando assim que não tem muita diferença, com isso, o trabalho conclui que o modelo de mistura de gases representa a realidade de maneira mais confiável, e ainda mais quando o motor trabalha em altas velocidades.

2.2.2. Modelos Quase-Dimensionais

BENSON (1975) estudou um modelo de simulação para um motor monocilíndrico de ignição por centelha, onde inclui os sistemas de admissão e de exaustão do motor. Ele adota o modelo quase-dimensional, sendo que a simulação necessitava de apenas um fator de correção para ajuste da velocidade da frente de chama turbulenta, de forma a completar os cálculos do ciclo, incluindo a predição dos valores de monóxido de nitrogênio (*NO*). Equações de equilíbrio termodinâmico (baseadas na cinética química) para as diferentes espécies (H_2O , OH , H , N_2 , N , CO_2 , O_2 , O , NO)

foram usadas. O estudo dos gases de escapamento incluiu reações químicas que ocorrem com os mesmos na tubulação de escape do motor.

Os resultados obtidos foram satisfatórios quando comparados com os valores experimentais, incluindo os valores de predição de *NO*. A conclusão foi que o trabalho feito pode apoiar no projeto de dutos de admissão e escapamento.

MASSA (1992) apresentou um trabalho sobre o desenvolvimento e a aplicação de um modelo computacional para análise de combustão em motores do ciclo Otto.

Com base em BENSON (1975) foi construído um modelo termodinâmico quase-dimensional do tipo diagnóstico capaz de calcular parâmetros de interesse para estudo da combustão, do desempenho e das emissões a partir de resultados experimentais do motor, incluindo a curva de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas.

O objetivo foi desenvolver um programa de simulação capaz de realizar uma avaliação do desempenho de diferentes combustíveis (gasolina, iso-octano e álcool) nos processos referentes à parte fechada do ciclo do motor (compressão, combustão e expansão).

Para simplificar as equações de combustão e cálculos da relação *Ar/Combustível*, foi usado o princípio de combustível equivalente, uma vez que os combustíveis do mercado brasileiro são misturas de hidrocarbonetos-álcool ou álcool-água.

As hipóteses simplificadoras adotadas na modelagem foram:

- A mistura fresca é homogênea no interior do cilindro.
- Pressão é homogênea em toda a câmara, em todo instante.
- A mistura fresca e a mistura de produtos da combustão comportam-se como gases perfeitos
- Na combustão, a câmara é dividida em duas zonas: uma contendo a mistura queimada e outra contendo a não queimada.
- Frente de chama esférica separa as duas zonas, propagando-se uniformemente em todas as direções.
- Não se consideram trocas de calor entre as duas zonas.
- A mistura não queimada mantém a sua composição em todo o processo e a mistura queimada esta em equilíbrio termodinâmico, exceto para o *NO*.

Para as propriedades termodinâmicas dos diferentes combustíveis usados (C_p e h_{ent}), foram usadas as funções que dependem da temperatura recomendadas por HEYWOOD (1988). Entre os resultados de saída, o programa simulador calculava para

diferentes combustíveis: potência indicada, eficiência de combustão, pressão média efetiva, emissões (NO , CO , CO_2) e duração da combustão.

GONZALEZ *et. al.* (2002) desenvolveram um modelo quase dimensional, onde analisou os processos de admissão, compressão, combustão, expansão e escape, além disso, o modelo também permitiu a predição da variação da potência, eficiência volumétrica, eficiência térmica e emissões de NO e CO do motor ao variar alguns parâmetros como: diâmetro do cilindro, curso, razão de compressão, diâmetros das válvulas de escape e admissão, adiantamento da abertura da válvula de escape e atraso do fechamento da válvula de admissão, RPM, avanço da ignição, etc.

Foi usada a equação de Wiebe para modelar a quantidade de combustível queimado e para o cálculo da duração da combustão foi usada uma fórmula empírica, considerou também a existência de equilíbrio químico das reações.

Os resultados obtidos foram muito próximos comparados com dados experimentais, além disso, e no caso de emissões os resultados foram aceitáveis.

BAYRAKTAR *et. al.* (2003) desenvolveram um modelo de duas zonas para um motor de ignição por centelha, utilizando para isso um modelo de combustão turbulenta.

A finalidade do trabalho foi achar uma correlação que possa fornecer valores da duração da combustão, assim, fez estudo experimental da influência dos parâmetros de operação do motor.

O estudo foi feito num motor para uma condição de operação (que foi chamada de padrão), e avaliou a duração da combustão para variações da velocidade do motor, taxa de compressão, ângulo de liberação de centelha, razão de equivalência (C/A).

A correlação proposta, foi uma função polinomial paramétrica de segundo grau que dependia de funções independentes de cada um dos parâmetros de operação estudados, assim, testou outros motores para analisar a confiabilidade obtendo resultados razoáveis e chegando à conclusão que a equação proposta pode ser utilizada tendo assim muita proximidade com o valor real.

NIGRO *et. al.* (2004) fizeram uma simulação quase-dimensional para um motor de ignição por centelha. Para o processo de combustão considerou duas zonas. Os parâmetros concentrados de energia, pressão, densidade e temperatura foram consideradas homogêneas em cada zona.

Considerou também na reação a existência de 12 espécies químicas, onde pra 11 delas foi considerado o equilíbrio químico. O modelo foi melhorado ao incluir um

modelo de primeira ordem (Zeldovich estendido) para simular as emissões do óxido nítrico.

As considerações tomadas foram avaliadas com resultados encontrados na bibliografia para um motor V-8 de ignição por centelha, de 4 tempos alimentado com iso-octano.

Os resultados de desempenho e variáveis termodinâmicas concordaram razoavelmente com os resultados experimentais e com simulações numéricas similares.

LAPUERTA *et. al.* (2006) utilizaram a modelagem de duas zonas para estudar os efeitos de utilizar distintas equações de estado para representar o comportamento da mistura de gases no interior do cilindro de um motor Diesel, turbo carregado.

As equações de estado utilizadas, além da equação universal dos gases ideais foram: a equação de Van Der Waals, a equação de Redlich–Kwong, a equação de Soave e a equação de Peng–Robinson; essas equações levam em conta as temperaturas e pressões críticas da mudança de fase dos gases, além de considerar o fator de compressibilidade devido às altas temperaturas e pressões atingidas no interior do cilindro.

O objetivo principal do trabalho foi avaliar as temperaturas máximas atingidas no cilindro, pois se foram muito altas podem se dar a formação de poluentes como o *NO* e o *CO*.

Para as propriedades termoquímicas da mistura dos gases considera que só variam em função da temperatura já que a pressão só influi para valores muito altos e foge da faixa de operação dos motores; por outro lado, para o cálculo dessas propriedades para a mistura, utiliza a proposta de KUO (1986) onde considera que uma propriedade termoquímica de uma mistura de gases pode ser calculada como a média ponderada das propriedades termoquímicas de cada componente presente no processo.

O modelo desenvolvido foi validado experimentalmente, chegando à conclusão que a equação de Soave é a que melhor representa a realidade.

SALIMI *et. al.* (2009) desenvolveram uma modelagem de duas zonas para um motor de ignição por centelha que operava com hidrogênio como combustível, no desenvolvimento do trabalho faz ênfase na importância de utilizar o hidrogênio já que a queima desse combustível é bem mais limpa quando comparado com a queima dos hidrocarbonetos, eliminando assim as emissões do *CO*₂ (principal agente do efeito de estufa) e sendo a principal preocupação no caso de emissão de poluentes o estudo do controle das emissões dos *NO*_x.

No desenvolvimento do trabalho explica que a queima do hidrogênio é muito diferente quando comparado com a gasolina, sendo que em mistura estequiométrica a velocidade da chama laminar pode atingir até 10 vezes a velocidade de queima da gasolina. Por outro lado, faz referência que a injeção de água no coletor de admissão é feita para evitar o fenômeno de detonação e assim ter mais refrigerada a mistura e, além disso, a pesar do nitrogênio ter um valor de 106 de número de octano (permitindo assim maiores razões de compressão) menciona que permitindo a recirculação dos gases de escape e em operação de mistura pobre, o motor tem um maior controle das emissões dos NO_x .

O objetivo desse trabalho era fazer um modelo quase-dimensional com o qual possa representar o desempenho do motor e assim fazer o estudo da influencia dos parâmetros de operação (como são a razão de equivalência, o ângulo de liberação de centelha e o tempo de abertura de válvulas) nas emissões dos NO_x .

No modelo de duas zonas considerou a formação dos NO_x devido às altas temperaturas atingidas no interior do cilindro, com isso considerou 12 espécies químicas nos gases produtos da combustão, sendo que na formação do N_2 , CO_2 , N , CO , OH , H , O_2 , O , H_2O , H_2 , Ar foi considerado equilíbrio químico, enquanto que na formação do NO foi usado o mecanismo de Zeldovich estendido.

As duas zonas consideradas foram assumidas separadas pelo frente de chama que foi suposta de forma esférica e que viaja com uma velocidade conhecida como velocidade de chama turbulenta e que é função da velocidade de chama laminar a qual foi calculada utilizando a correlação proposta por Iljima e Takeno e que foi modificada para considerar os gases residuais.

Para estimar o coeficiente de transferência de calor foi utilizada a correlação de Whoschni, mas faz ênfase que não é recomendada seu uso quando se tem hidrogênio como combustível e para isso é necessário fazer alguns ajustes ao modelo.

Após de se fazer a validação do modelo com ensaios experimentais, obtendo que os valores das pressões são muito próximos e que no caso da formação do NO o modelo acompanhava muito bem aos resultados experimentais quando se trabalhava com misturas pobres e ficava com valores um pouco baixos conforme ia se incrementando a razão de equivalência, com isso fez o estudo da influencia da razão de equivalência, do avanço da ignição e do período de abertura de válvulas nas emissões de NO .

Assim fazendo testes para diferentes valores da razão de equivalência, e a diferentes RPM , observou se que para misturas pobres se tinha um grande controle das

emissões de *NO* e conforme ia se enriquecendo a mistura as emissões iam aumentando, tendo que o pico máximo foi para a razão de equivalência de 1.25. Além disso, também observou que a razão de equivalência influi diretamente no *IMEP* notando que o maior valor atingido acontecia para misturas estequiométricas.

Outro dos parâmetros analisados que influem no desempenho do motor foi o ângulo de liberação de centelha e assim fazendo ensaios observaram que nas baixas velocidades do motor o maior *IMEP* era atingido para ângulos na faixa de 0 – 5° *APMS* e que para altas velocidades do motor o maior *IMEP* era atingido para ângulos ao redor de 20° *APMS*.

2.3. MODELOS MULTIDIMENSIONAIS

Os modelos multidimensionais apresentam uma dificuldade muito maior em comparação aos modelos termodinâmicos, devido à grande quantidade de dados que temos que fornecer ao programa simulador, mas a vantagem de usar um modelo multidimensional é que pode estimar de uma forma muito precisa o desempenho do motor, incluindo o cálculo de emissões. Por outro lado uma desvantagem é que se precisa de um grande tempo computacional para o processamento de dados e resolução das equações.

SOYLU *et. al.* (2003) desenvolveram um novo submodelo de auto-ignição para códigos de modelagem de motores a gás natural. Este submodelo não precisa de muitos recursos computacionais, sendo facilmente migrado para outros ambientes. O modelo considera a variação da composição do gás natural devido ao aumento de propano. Os resultados computacionais mostram que o ângulo do eixo de manivelas, no qual a detonação ocorre, pode ser previsto dentro de uma faixa de 2 graus, quando o submodelo é acoplado ao modelo de motor desenvolvido no trabalho em questão. Os resultados do submodelo, após acoplamento a um modelo multidimensional (KIVA-3V), foram também promissores. O programa KIVA, que é disponível comercialmente, é um código computacional para análise de dinâmica dos fluidos, sendo capaz de prever a detonação do motor e fornecer indicações corretas a respeito da intensidade da detonação.

SITTHIRACHA (2006) desenvolveu um modelo unidimensional para uma serie de 8 motores de modelos diferentes da Mercedes-Benz e variando as rpm desde 1000

até 6000, utilizando diferentes combustíveis como são: a gasolina, a gasolina com diferentes teores de etanol, o etanol, o gás natural e o gás liquefeito de petróleo.

Um dos objetivos do estudo foi prever as características de torque e potência com a finalidade de estudar os efeitos dos parâmetros como a geometria do motor, as propriedades do combustível, o desenho da sincronização das válvulas, etc. Outro dos objetivos foi prever o tempo de combustão dos combustíveis alternativos utilizados. Por outro lado também analisou as eficiências volumétricas que tem o motor para cada tipo de combustível usado, fazendo a diferença entre os combustíveis líquidos e os combustíveis gasosos.

Para representar a fração de combustível queimado utilizou a equação de Wiebe, além disso, considerou que existe transferência de calor por convecção para a água de resfriamento do motor, assim, o coeficiente de transferência de calor foi calculado através da correlação de Hohenberg.

Nos ensaios observou-se que devido a essa transferência de calor, a estrutura do motor também esquenta e com isso também os dutos de admissão, então, devido a esse pré-aquecimento do combustível faz que a eficiência volumétrica diminua. Além disso, também notou que os gases residuais da combustão também têm efeito direto na eficiência volumétrica e no rendimento do motor.

Ao fazer a mudança de combustível e notar que a combustão dos combustíveis alternativos era mais lenta e com isso menor rendimento, fez o estudo do avanço mínimo para obter o melhor torque, tendo em conta que se o avanço da ignição for muito grande pode ocasionar detonação.

Entre os resultados que obteve, ao fazer a comparação, em relação a torque e potência, entre os valores obtidos nos ensaios e os valores obtidos na simulação observou que em altas e baixas velocidades são quase as mesmas e que em velocidades médias obtêm-se como erros relativos, para os 8 motores, entre de +4% e -6%.

Em relação à eficiência volumétrica obteve que para misturas de gasolina com etanol aumentou em 2.7% para o E10 e aumentou 4.3% para o E20, isso para misturas ricas, agora no caso de mistura estequiométrica obteve um aumento de 0.5%; por outro lado quando o motor opera com etanol puro, a eficiência volumétrica aumenta em 7.2%. Além disso, para os combustíveis gasosos observou que existe uma redução da eficiência volumétrica, sendo que para o gás natural diminuiu em 6.9% e para o gás liquefeito de petróleo diminuiu em 3%.

2.4. ESTUDO DO ESTADO DA ARTE DE MOTORES A GÁS NATURAL

Em geral, na literatura internacional podemos achar trabalhos de modelagem de motores de ignição por centelha usando gás natural, sendo a maioria referente a motores dedicados e que trabalham com mistura pobre.

No caso de motores que trabalham originalmente com a gasolina como combustível, é instalado um kit de conversão permitindo assim seu funcionamento também com o *GN*.

Um dos efeitos dessa adaptação é a menor potencia obtida pelo motor a pesar de que o *GN* tem maior poder calorífico. Isso é devido a que o motor trabalha com uma razão de compressão muito baixa (8 a 12) não aproveitando assim as grandes pressões e temperaturas que poderia atingir devido ao seu maior número de octano (para proteger as partes internas do cilindro projetadas para trabalhar com a gasolina).

Por outro lado no caso de motores operando originalmente com o óleo diesel, para estes usarem o *GN* existem duas formas (explicado no capítulo 1). Nesses casos, onde o óleo combustível é substituído pelo *GN*, seja de forma dual, ou seja, de forma dedicada, segundo testes experimentais obteve se perda de potencia devido às menores pressões atingidas no interior do cilindro, apesar de que o *GN* (devido ao seu alto número de octano) permite trabalhar a altas razões de compressão (até 16:1), mas mesmo assim não é comparável com as elevadas razões de compressão quando operando com óleo diesel (até 22:1).

A grande vantagem do uso do *GN* em substituição da gasolina ou do óleo diesel é, principalmente, o grande controle das emissões e sobre tudo dos óxidos de nitrogênio devido ao trabalharem com menores temperaturas como consequência de operar com misturas *AC* pobres.

2.4.1. Motores Otto

ROUSSEAU *et. al.* (1999) desenvolveram uma modelagem zero – dimensional para um motor de ignição por centelha, turbo carregado e funcionando com *GN* em condição de mistura pobre.

O objetivo do trabalho foi estudar o processo de queima do combustível, devido a que como o *GN* é um combustível recentemente usado em *MCI* ainda não se têm

muitos dados com relação ao processo de queima, como são o atraso para a ignição, a duração da combustão, os fatores de ajuste para a correlação de Wiebe.

Fazendo ensaios experimentais e depois de validar o modelo, estudou a influência da pressão da admissão, do ângulo de liberação de centelha e da razão de equivalência sobre o valor do atraso da ignição, da duração da combustão e dos coeficientes de ajuste da equação de Wiebe. Observou-se que o ângulo de liberação de centelha e a razão de equivalência tinham influência direta no atraso da ignição e nos coeficientes de ajuste da equação de Wiebe enquanto a influência da pressão da admissão era insignificante para ângulos de liberação de centelha menores a 20°. Por outro lado, para a duração da combustão observou-se que a pressão na admissão tinha influência considerável, além do ângulo de liberação de centelha e da razão de equivalência. Com tudo isso faz a proposta de correlações para fazer o cálculo dos valores respectivos.

Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção utilizou a correlação de Eichbelrg.

SCHMIDT (2000) estuda a modelagem de motores de ignição por centelha operando com gás natural, o trabalho dele consistia em apresentar uma proposta de sub-rotina que possa ser rodada em programas de simulação de sistemas térmicos (IT, IPSEpro, etc). As curvas do desempenho do motor são calculadas a partir dos seus dados de catálogo, onde as condições de operação são declaradas.

O programa MDK (da família IPSEpro) possui bibliotecas onde já tem modelados alguns componentes físicos (através de equações matemáticas e numa linguagem própria) tais como: motores, trocadores de calor, turbinas, bombas, etc.

Embora, com a inserção dos motores que operam com gás natural no mercado brasileiro, os programas comerciais não possuem capacidade de lidar com a nova composição química do combustível, e, caso sejam usados os modelos originais do programa acaba-se afastando da realidade com os resultados fornecidos por ele que não seriam confiáveis.

Dentre os diversos fabricantes de motores a gás natural existentes, foi escolhido um fabricante americano chamado Waukesha, que possui representação no Brasil através da Empresa Stemac S/A – Grupos Geradores, cuja matriz fica situada em Porto Alegre – RS. A Stemac disponibilizou acesso a todas as informações técnicas necessárias e catálogos referentes aos motores para análise e simulação de desempenho dos mesmos.

Com a nova subrotina inserida no programa, fez-se a comparação entre o modelo original e o novo, verificando-se que o modelo original está 30% mais afastado, em relação do modelo novo, para o calor dos gases de escape para a potência mínima do motor e em 10% para a máxima.

SHUDO *et. al.* (2001) investigaram a influência dos calores específicos na obtenção das taxas de liberação de energia e de troca térmica. Os combustíveis usados nesse trabalho foram o hidrogênio como também o metano para obtenção dos valores de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas. Os resultados experimentais foram utilizados para obter as curvas de taxa de fornecimento de energia e de troca térmica considerando diferentes hipóteses para a influência da razão dos calores específicos. Foram estudados três casos: no primeiro a razão de calores específicos foi calculada em função da composição e da temperatura do gás no cilindro e tratada como função do ângulo do eixo de manivelas; no segundo o cálculo procedeu da mesma maneira, porém a razão de calores específicos foi considerada como variável independente do ângulo do eixo de manivelas; no terceiro caso ela foi tratada como uma constante. Observou-se que para o hidrogênio, a taxa de variação da razão de calores específicos em função do ângulo do eixo de manivelas é especialmente elevada durante o processo de combustão. Tal fato se deve às rápidas variações na composição e na temperatura, causadas pela elevada velocidade de queima. Além disso, este comportamento se mostrou mais acentuado para os casos em que se adiantava o ângulo da ignição e se utilizavam relações ar-combustível próximas da estequiométrica.

Por fim, concluiu-se que para a análise da combustão do hidrogênio deve-se trabalhar sempre com a hipótese de dependência entre a razão de calores específicos e o ângulo do eixo de manivelas. Para o caso do metano, esta hipótese se mostra recomendável, porém há casos em que pode ser desprezada.

SHUDO *et. al.* (2002) estudaram a aplicabilidade das equações empíricas de transferência de calor para a combustão do hidrogênio e do metano. Estas equações podem gerar boas aproximações para os hidrocarbonetos, porém devem ser verificadas quanto à validade para o hidrogênio, uma vez que ele possui uma velocidade de propagação de chama significativamente maior, implicando em trocas térmicas mais intensas pela parede do cilindro. Como possui duração de combustão reduzida, a energia transferida aos gases de descarga é menor.

O trabalho incluiu uma análise experimental para obtenção da curva de pressão no interior da câmara de combustão com o uso de hidrogênio e do metano para efeito

comparativo. De posse destes valores foi utilizado um modelo termodinâmico teórico para obter as taxas de fornecimento de energia do combustível e de troca térmica perdida pela parede do cilindro.

Os resultados mostraram que a predição das trocas térmicas para queima do hidrogênio através das correlações utilizadas para hidrocarbonetos não foi satisfatória. Enquanto os resultados obtidos para a taxa de queima do metano apresentaram comportamento dentro do previsto, os do hidrogênio, qualitativamente, não representaram o perfil de evolução de queima com fidelidade, principalmente na fase final do processo. Os valores obtidos para a energia total perdida foram 75% inferiores aos reais, de modo que há a necessidade de se desenvolver novas equações para modelar as propriedades particulares da combustão do hidrogênio.

SOYLU *et. al.* (2003) utilizando um modelo de duas zonas faz a proposta de uma correlação para o cálculo da duração da combustão e para o cálculo do coeficiente “*a*” da correlação de Wiebe em função da razão de equivalência para que possa ser usada em modelos zero – dimensionais de motores utilizando gás natural.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor utiliza a correlação de Annand e fez ensaios experimentais variando as razões de equivalência e os ângulos de liberação de centelha.

Com as correlações propostas faz referência que para o motor específico de testes, o erro é menor a 1% respeito dos ensaios experimentais e quando as correlações são usadas para outros motores, o erro pode chegar até 8% o qual indica que as formulações dadas podem ser usadas com sucesso.

BAKAR *et. al.* (2005) utilizaram a modelagem zero - dimensional para fazer análise de desempenho de um motor utilizando gasolina, gás natural e hidrogênio.

Para o desenvolvimento do trabalho utilizou 3 abordagens: na primeira assumiu o modelo padrão de Ar Otto, isso quer dizer que assumiu que o gás contido no interior do cilindro como se fosse somente Ar e que o processo de queima do combustível e a transferência de calor realizou se a volume constante no *PMS*. Na segunda abordagem considerou o gás no interior do cilindro como se fosse uma mistura Ar/GN, mas ao igual que na primeira abordagem assumiu que a queima do combustível e a transferência de calor se dá de forma instantânea no *PMS*. Na terceira abordagem considera um processo de queima progressivo utilizando a equação de Wiebe para representar a taxa de queima do combustível. Para os 3 casos para calcular o coeficiente de transferência de calor utilizou a correlação de Whoschni.

Depois de ter feitos os modelos comparou os resultados obtidos com os dados experimentais e assim validar os modelos chegando à conclusão que a abordagem de queima progressiva do combustível é a que mais assemelha com a realidade.

Com o modelo verificado fez outros testes como, por exemplo, qual é a influencia no desempenho do motor com a variação do combustível, a velocidade do motor, razão de compressão, etc.

Os resultados que obteve com o modelo e os dados experimentais observou que a gasolina (combustível típico dos motores Otto) pode ser substituída pelo hidrogênio sem ter maiores perdas de desempenho, agora, ao substituir a gasolina pelo GN a perda de potencia é razoável.

AGUDELO *et. al.* (2005) fizeram uma simulação zero – dimensional para um motor Toyota Hilux 2400cm³ com razão de compressão 9:1 que podia operar com gasolina e gás natural, fez também a comparação numérica e experimental entre esse motor e o motor normalizado ASTM-CFR monocilíndrico com razão de compressão variável.

Ao usar o gás natural no motor Toyota observou que para manter a mesma potencia produz se um aumento do consumo específico do combustível de cerca de 20%. O rendimento volumétrico melhorou em 10% em relação à gasolina. As emissões do CO diminuiu em redor do 40%. Ao fazer a comparação em termos termodinâmicos no motor CFR para uma razão de compressão de 9:1, observou que ao usar o gás natural, a potencia diminuiu em 12.5%, a pressão máxima na combustão diminuiu em redor de 17%, o que faz que também exista uma diminuição da temperatura local quase em 20% para as melhores condições de operação do motor. O coeficiente de transferência de calor por convecção diminuiu em 28%.

Foi utilizada a equação de Wiebe para modelar a fração de massa de combustível queimado e foi utilizada também a correlação de Whoschni para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

O trabalho concluiu que para poder manter condições de desempenho igual ao uso da gasolina, quando o motor estiver utilizando o gás natural, o avanço da ignição tem que aumentar já que a combustão do gás é mais lenta, então, ao ter maior avanço da ignição a mistura Ar/GN vai ter mais tempo para se queimar, agora esse avanço tem que ser controlado para que não exista ocorrência de detonação.

SANTOS (2004) estudou a modelagem termodinâmica zero - dimensional para o uso na predição do ciclo de funcionamento de um motor de ignição por centelha usando

gás natural. O modelo tem validade desde o momento após do fechamento da válvula de admissão até a abertura da válvula de escape; para modelar a taxa de queima do combustível foi usada a equação de Wiebe, utilizando para o fator de forma (m) o valor de 2 e para o fator de posição (a) o valor de 5 segundos recomendado por HEYWOOD (1988).

O sistema de equações diferenciais a ser resolvido foi obtido a partir de 1ª Lei da Termodinâmica reescrita em função do ângulo do eixo de manivelas e considerando que a mistura dentro do cilindro sendo como gás ideal.

O calor transferido pela parede foi estimado pela equação de Woschni fazendo as correções em função do ângulo do eixo de manivelas segundo publicado por SHUDO *et. al.* (2002) e ALLA (2002). O calor específico a volume constante foi considerado variável e em função da temperatura, foram usadas as funções polinomiais recomendadas por VanWylen.

O modelo foi feito tendo em conta as seguintes considerações:

- A mistura *Ar/Combustível* esta uniformemente distribuída na câmara de combustão.
- Mistura admitida formada só por ar, metano e etano.
- Mistura comporta-se como gás ideal.
- Não é considerada a propagação do frente de chama.
- Razões dos calores específicos variam com a temperatura.
- Temperatura da parede do cilindro é considerada constante.
- Início e duração da combustão estimada a partir de gráficos publicados para taxa de liberação de energia.
- Consideração do processo politrópico entre o fechamento da válvula de admissão e o início da combustão.

Entre os dados que se precisou para fazer o modelo estão os seguintes: geometria do motor, funcionamento do motor (rotação, ângulo de ignição, temperatura da parede do cilindro) e mistura admitida (pressão e temperatura iniciais, poder calorífico inferior do combustível, razão *Ar/Combustível* de operação, massa de mistura admitida por ciclo, duração do ciclo, atraso e eficiência da combustão).

Os resultados obtidos foram considerados satisfatórios; as curvas de pressão, potencia, energia liberada pela parede, entre outros apresentaram diferenças inferiores a 10%.

AKANSU *et. al.* (2007) realizaram ensaios experimentais em um motor de ignição por centelha da FORD utilizando misturas de hidrogênio e metano, onde a concentração em volume do hidrogênio ia desde 0% até 30%. Os ensaios foram feitos para razões de equivalência na faixa de 0.8 – 1.7 e para velocidade e carga de operação constante.

O objetivo do trabalho foi apresentar como variam as emissões de *NO*, *HC*, *CO* e *CO₂* conforme vai se incrementando a percentagem de hidrogênio na mistura.

As condições de testes foram de 2000 rpm, 92 Nm de torque e o ângulo de liberação de centelha foi ajustado para 32° *APMS* para todas as misturas *H₂/CH₄*.

Entre os resultados observaram que as emissões de *CO* diminuía conforme incrementava a concentração do hidrogênio na mistura *H₂/CH₄*, mas em relação à razão de equivalência da mistura *AC*, para lambdas na faixa de 1.2 – 1.7, as emissões de *CO* diminuía linearmente; por outro lado para lambdas na faixa de 0.8 – 1.2, as emissões de *CO* aumentavam exponencialmente. Notaram também que a maior concentração de *CO* se dá para misturas *AC* ricas devido à combustão incompleta, com isso, fazendo testes com todas as misturas *H₂/CH₄* chegaram à conclusão que a razão de equivalência que proporciona a menor quantidade de emissões de *CO* é com lambda de 0.92.

Para as emissões de *CO₂*, observaram que a concentração de *H₂* na mistura *H₂/CH₄* tem uma relação estreita com a razão de equivalência. Enquanto a razão de equivalência aumenta, as emissões de *CO₂* de também aumentam até um pico máximo (o pico máximo encontrava-se na faixa de 1.05 – 1.1), depois começa a diminuir; por outro lado conforme aumenta a concentração de *H₂* na mistura *H₂/CH₄* as emissões de *CO₂* diminuem.

No caso das emissões de *NO*, conforme ia se incrementando a concentração de *H₂* também ia se incrementando as emissões de *NO* tendo o valor pico para a razão de equivalência de 1.1 para todas as misturas *H₂/CH₄* e diminuindo na faixa de 0.8 – 1.1.

Por outro lado, no caso das emissões de *HC*, enquanto aumentava a concentração de *H₂* diminuía as emissões de *HC*, sendo que para a razão de equivalência de 1.1 obteve-se a menor quantidade de emissões de *HC* para todas as misturas de *H₂/CH₄* (devido ao excesso de Ar).

CAVALCANTE (2007) desenvolveu uma simulação zero - dimensional para um motor tipo FLEX FUEL em funcionamento multicomcombustível (gasolina, álcool e *GNV*), ele baseio-se no trabalho feito por SANTOS (2004) validando as equações usadas e obtendo respostas aceitáveis.

Esse tipo de motor esta condicionado para trabalhar com gasolina e álcool, mas foi instalado um kit de conversão de terceira geração para que possa operar também com *GNV*, foi instalada também a sonda lambda para poder monitorar a razão *Ar/Combustível* com o qual esta trabalhando o motor, e nesse caso a procura foi usar mistura estequiométrica.

Para representar a taxa de queima do combustível usou a equação de Wiebe e num caso particular, para o calculo do coeficiente de transferência de calor, usou a equação de Woschni, mostrando assim o sistema de equações diferenciais (em função do ângulo do eixo de manivelas) que governa o ciclo de funcionamento do motor.

Para a razão de calores específicos utilizou expressões únicas de tipo logarítmicas (LANZAFAME, 2002) e com validade para temperaturas acima de 4000 K.

Ele fez a comparação entre os combustíveis testados para saber qual é o mais efetivo dependendo das condições de operação, analisando a potencia desempenhada, consumo específico de combustível, etc. Os resultados obtidos pela simulação foram validados através de ensaios feitos no laboratório onde se comprovou que a modelagem foi satisfatória.

IBRAHIM *et. al.* (2009) realizaram ensaios experimentais num motor de ignição por centelha operando com gás natural. O objetivo do trabalho foi avaliar a influência dos gases de recirculação no desempenho e nas emissões do motor com a finalidade de cumprir com as exigências das normas internacionais nos requisitos máximos de emissão de poluentes (EURO 1, EURO 2, EURO 3, EURO 4, EURO 5).

Nos ensaios encontraram que para o motor operando com misturas estequiométricas, o fenômeno da detonação vai desaparecendo conforme aumenta a percentagem de diluição de 0 – 10% de *EGR*, além disso, as emissões de *NO* diminui em 70% operando com uma razão de compressão de 10:1.

Por outro lado, ao utilizarem os gases de recirculação observou também que o motor pode trabalhar com uma maior taxa de compressão, com isso fez ensaios com valores de razão de compressão na faixa de 8:1 – 12:1, e obteve resultados para uma diluição de 10% do *EGR* mostraram que a potencia ao freio aumentava em redor de 11% e o consumo de combustível diminuiu em redor de 10%.

2.4.2. Motor Diesel Ottolizado

HOURI *et. al.* (2002) fizeram uma simulação termodinâmica zero – dimensional para um motor Diesel trabalhando com diferentes configurações de combustíveis, a saber; funcionando exclusivamente com óleo diesel, em funcionamento dual *Diesel/GN* e em funcionamento dedicado com *GN* (*ottolização*). Depois faz a comparação entre as 3 configurações e com ensaios em laboratório, obtendo que os resultados da modelagem têm muita concordância com os dados experimentais.

No trabalho explica-se que para as configurações de uso exclusivo de óleo diesel e para funcionamento dual o motor não sofreu grandes mudanças utilizando-se a estrutura original do mesmo; por outro lado para o funcionamento dedicado de *GN* é necessário fazer o estudo adequado para instalação dos novos componentes do motor incluindo um sistema de velas de ignição.

Também faz referência que para o uso bicom bustível, que a substituição adequada do óleo diesel pelo *GN* tem que ser em 85% (em volume) para não acarretar problemas pelo aumento de temperatura no interior do cilindro o que pode quebrar o bico injetor.

Sabendo que o motor Diesel em seu funcionamento normal quase nunca opera com mistura estequiométrica, considerou-se para os ensaios e para o modelo que o motor trabalha com excesso de Ar (170% de Ar estequiométrico).

No caso do motor *ottolizado*, ao ter ignição por centelha (*ICE*), faz ênfase que na modelagem para a transformação temos que levar em conta as considerações e características da modelagem de um motor trabalhando com ciclo *OTTO*.

Conhecendo que a composição química dos combustíveis é diversa, para simplificar a modelagem considerou o dodecano puro ($C_{12}H_{26}$) para representar o óleo diesel e o metano puro (CH_4) para representar o *GN*.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor foi utilizada a correlação de Annand, onde considera, além de transferência de calor por convecção, uma transferência de calor por radiação.

Os testes foram feitos a diferentes razões de compressão e variando o excesso de Ar na mistura obtendo que a máxima pressão, com relação ao funcionamento exclusivo a diesel, foi alcançada pelo motor *ottolizado* operando com 180% de Ar teórico.

SEMIN *et. al.* (2008) estudaram a simulação termodinâmica zero - dimensional para um motor Diesel de 4 tempos de injeção direta que operava em regime *ottolizado*,

utilizando o programa GT-POWER, que consegue modelar os processos de compressão, combustão e expansão a diferentes RPM e depois fazer a comparação de resultados entre o motor operando só com o óleo diesel e com o motor operando só com o gás natural.

Nas hipóteses simplificadoras, ele adotou que a massa da mistura no cilindro é homogênea e que a pressão e temperatura dentro da câmara de combustão são uniformes e variam com o ângulo do eixo de manivelas. Considerou também que os calores específicos da mistura se calculam em função da temperatura e que a combustão é feita com mistura pobre.

Para modelar a quantidade de massa de combustível queimado utiliza a equação de Wiebe e para calcular o coeficiente de transferência de calor utiliza a correlação de Hohenberg.

Entre os resultados, fazendo-se a comparação entre o uso dedicado de *GN* em relação ao óleo Diesel, obteve-se que a potência máxima desenvolvida sofre uma queda de 44%. Também observou-se que o torque máximo desenvolvido sofre uma redução de 49%, bem como valores de consumo específico de combustível com um aumento de 49%. Em referência à pressão no interior do cilindro ela sofre uma queda de 12% em relação ao uso exclusivo do óleo diesel.

SEMIN *et. al.* (2009) fizeram ensaios experimentais para um motor diesel *ottolizado* com o objetivo de saber qual era a motivo pelo qual o motor dedicado a *GN* tinha menor rendimento, então, tomando a hipótese de que o menor desempenho do motor a gás natural era devido à queda da temperatura no interior do cilindro se fizeram testes cujos resultados depois seriam comparados com os dados experimentais do motor diesel original.

Os experimentos foram feitos em dois motores de iguais características, sendo um deles transformado para uso dedicado de gás natural no qual foram instalados os novos componentes como são: o acelerador do motor, o sistema de injeção múltiplo de gás, o sistema de velas de ignição (mudou o sistema de *ICO* para *ICE*), a unidade de controle eletrônico e o pistão com a nova razão de compressão; por outro lado as características geométricas do motor se mantiveram constantes, além disso, as válvulas de admissão e escape foram mantidas como também os ângulos de fechamento da válvula de admissão e o ângulo de fechamento da válvula de escape.

Para ter uma maior visualização da variação da temperatura na operação normal do motor, se fizeram ensaios a diferentes velocidades de giro do eixo de manivelas

partindo desde 1000 RPM até 4000 RPM com um incremento de 500 RPM para cada ensaio, tendo assim uma quantidade considerável de resultados com o qual pode se trabalhar de uma forma mais confiável.

Entre os resultados que obteve notou-se que para baixas revoluções a temperatura no interior do cilindro é maior para o motor operando com *GN*, mas conforme vão se aumentando as RPM, a temperatura diminui até ser menor que a temperatura alcançada pelo motor operando com óleo diesel, sendo que o motor a *GN* alcançou a máxima temperatura com 1000 RPM e que o motor operando com Diesel alcançou sua máxima temperatura com 3500 RPM

O efeito do motor convertido para uso dedicado de *GN* teve como resultado que para 1000 RPM a temperatura máxima aumentou em 9.94%, para 1500 RPM aumentou em 5.4% e para 2000 RPM aumentou em 0.52%. Em contraparte, para 2500 RPM a temperatura máxima no cilindro diminuiu em 3.77%, para 3000 RPM diminuiu em 13.57%, para 3500 RPM diminuiu em 21.72% e para 4000 RPM diminuiu em 26.72%.

SEMIN *et. al.* (2009) realizaram testes experimentais num motor *ottolizado* com o objetivo de averiguar qual era o motivo do menor desempenho em relação ao motor diesel original. A hipótese considerada foi que o menor desempenho era devido à menor pressão no interior do cilindro.

No desenvolvimento do trabalho, faz algumas observações como que o menor desempenho do motor depende de muitos parâmetros, e sobre tudo num motor *ottolizado* e pelo combustível usado, já que ao se usar um combustível gasoso e tendo o *GN* uma menor densidade em relação ao Ar isso faz que a eficiência volumétrica diminua o que influi diretamente no desempenho do motor.

Por outro lado também observou-se que como o *GN* tem uma combustão mais lenta do que o óleo diesel, e como no motor de teste a sincronização de válvulas foi mantida (não recomendável para combustíveis gasosos) isso faz que o desempenho sofra um decréscimo em seus valores.

Uma observação muito importante foi a análise da influencia da razão de compressão do motor *ottolizado*, já que no momento da admissão o cilindro admite uma mistura *AC* (e não apenas Ar), isso faz que a razão de compressão dependa diretamente do poder antidetonante do combustível (para evitar a ocorrência de detonação). Embora, como o *GN* tem um número de octano de quase 130 isso permite que o motor *ottolizado* possa trabalhar a uma elevada razão de compressão (14.5:1), mas ainda assim é menor do que a razão de compressão do motor original (20.28:1). Com isso também pode se

perder uma quantidade significativa de potencia no motor, devido às menores pressões obtidas no cilindro.

Os ensaios experimentais foram realizados para diferentes RPM desde 1000 até 4000 com uma diferença de 500 entre cada condição testada.

Os resultados dos testes foram comparados com os valores do motor original, nos quais se fizeram as seguintes observações:

Para 1000 RPM a pressão no interior do cilindro diminuiu em 22.86%, para 1500 RPM teve uma queda de 31.78%, para 2000 RPM diminuiu 36.53%, para 2500 RPM diminuiu 47.08%, para 3000 RPM a pressão sofreu uma queda de 64.51 %, para 3500 RPM diminuiu 72.43% e para 4000 RPM uma perda de 76.35%.

O trabalho conclui que o menor desempenho do motor *ottolizado* se deve, principalmente, ao fato de ter uma menor razão de compressão; além disso, para as altas revoluções a grande queda da pressão se deve também ao menor tempo para se encerrar a combustão o que pode ter como resultado que o ciclo motor esteja na fase de escape e o *GN* ainda pode estar se queimando o que acarreta o não aproveitamento da energia fornecida pelo combustível.

3. TEORIA DE MODELAGEM DE MOTORES

3.1. ASPECTOS GERAIS

Como já foi apresentado no capítulo 2 a modelagem termodinâmica de motores já vem sendo estudada há muito tempo, mas até agora ainda existe muito por desenvolver devido às novas tecnologias nos motores e aos combustíveis usados, tendo em conta que com a modelagem podemos prever o desempenho do motor, além disso também podemos prever o consumo, as emissões, etc. procurando também cumprir com as regulamentações ambientais.

Por outro lado, tendo o conhecimento que o motor no qual vai ser feito o estudo, é originalmente de ciclo diesel e que por um processo de conversão, explicado no capítulo 1, vai começar a trabalhar com ciclo Otto (com as novas características dadas), então a modelagem tem que seguir os requerimentos que precisa um motor típico de ignição por centelha, mas trabalhando com o gás natural.

3.2. HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS USADAS NO MODELO

O modelo desenvolvido considera um sistema fechado e sem vazamentos pelos anéis de segmento, além de não considerar fluxos de gases na admissão e na descarga (modelo zero - dimensional); com isso utilizando o critério de conservação de energia notamos que a energia fornecida pelo sistema devido à queima do combustível, possui uma parte que será transformada em trabalho útil realizado sobre o pistão, outra parte é transferida pelas paredes do cilindro ao sistema de arrefecimento (transferência de calor por convecção) e outra parte convertida em energia interna dos gases produtos da combustão.

Com relação às hipóteses simplificadoras, foram adotadas conforme a literatura (HEYWOOD, 1988, MASSA, 1992, SANTOS, 2004, CAVALCANTE, 2007), todas referentes à modelagem do tipo zero – dimensional (HEYWOOD, 1988; RAMOS, 1989).

As hipóteses simplificadoras adotadas são as seguintes:

1. Câmara de combustão modelada como um cilindro perfeito.

2. Na modelagem, a mistura *AC* será considerada em primeiro lugar como gás ideal e depois será considerado como gás real.
3. A mistura *Ar/Combustível* é homogênea e se distribui uniformemente em toda a câmara, considerando que a queima ocorre simultaneamente em todos os pontos.
4. A câmara de combustão é perfeitamente vedada, não havendo vazamentos pelos anéis de segmento.
5. Não são considerados os efeitos de turbulência dos gases.
6. A pressão e a temperatura são uniformes em toda a câmara.
7. O cálculo das propriedades termoquímicas da mistura, não considera resíduos de combustão, sendo apenas função dos reagentes.
8. Temperatura da parede considerada constante, mas com valores diferentes para cada condição de operação do motor.
9. Eficiência de combustão considerada como 98% (HEYWOOD, 1988).

A continuação vai ser explicado em detalhe o desenvolvimento da modelagem desta dissertação:

3.3. PROCESSO DE COMBUSTÃO

O processo de combustão no motor é a parte fundamental no qual a mistura *Ar/Combustível* é queimada para fornecer energia que dá movimento ao pistão e assim produzir trabalho efetivo; por isso é necessário para a modelagem entender bem este processo. Para isso temos que entender as diferenças existentes entre o motor ideal do ciclo Otto e o motor real do mesmo ciclo.

No ciclo ideal, a combustão ocorre a volume constante (o deslocamento do pistão é considerado desprezível), o que não é realidade, a combustão necessita de um tempo para completar a queima do combustível, ocorrendo nesse tempo um deslocamento do pistão. O tempo necessário para a combustão depende da velocidade do frente de chama, bem como do tipo de motor, as condições de operação, o tipo de combustível, o ângulo de ignição. Tudo isso em conjunto definem o início do processo de combustão e a duração do mesmo.

Para a modelagem é muito importante conhecer a taxa de queima do combustível, pois assim vamos a conhecer a taxa de fornecimento de energia ao sistema com influencia direta da pressão e temperatura no interior da câmara de combustão; além de

influenciar na eficiência térmica, pois afeta o trabalho realizado e as trocas de calor pela parede do cilindro (ALLA, 2002).

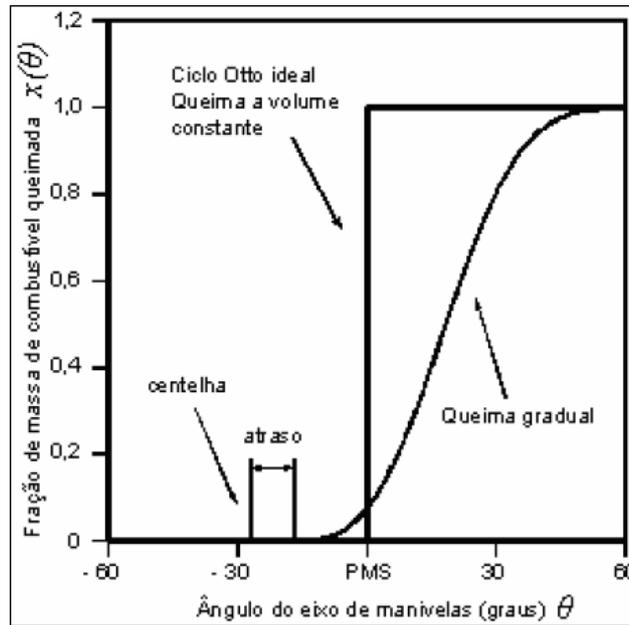


FIG. 3.1. Comparação entre o Ciclo Real e o Ciclo Padrão de Ar.
Fonte: HEYWOOD (1988)

A FIG. 3.1 (ALLA, 2002, SANTOS, 2004, CAVALCANTE, 2007) mostra as diferenças, da queima do combustível, do ciclo ideal e do ciclo real Otto. Podemos verificar o ângulo de atraso para a ignição, que é a diferença entre o ângulo da liberação de centelha (ou avanço de ignição) e o ângulo para o início da liberação de energia (ou início da combustão), (HEYWOOD, 1988).

Na literatura podemos achar diversas equações que modelam a fração de massa de combustível queimado na câmara de combustão, sendo a correlação de Wiebe a mais usada na questão de modelagem de motores. Essa equação já foi aplicada com sucesso por SANTOS (2004) e por CAVALCANTE (2007) numa modelagem de motor de ciclo Otto funcionando com gás natural. A equação tem a seguinte expressão:

$$x(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3.1)$$

Onde:

θ : Ângulo do eixo de manivelas.

θ_i : Ângulo de liberação de centelha.

$\Delta\theta$: Duração da combustão.

$x(\theta)$: Fração de massa de combustível queimado.

a e m : Coeficientes de ajuste da equação de Wiebe.

A equação (3.1) foi desenvolvida de forma a possibilitar o seu uso para diferentes formas da câmara de combustão (HEYWOOD, 1988). O coeficiente “ a ” representa a velocidade da combustão, pois consegue fazer a queima atingir o seu fim em um tempo maior ou menor. Por outro lado, o coeficiente “ m ” controla o comportamento com o qual a queima evolui durante a propagação do frente de chama, representando assim o fator de forma da câmara de combustão.

Os ângulos de liberação de centelha (θ_s), de início de liberação de energia (θ_i), e de duração da combustão ($\Delta\theta$), podem se visualizar na FIG. 3.2, segundo recomendado por HEYWOOD (1988).

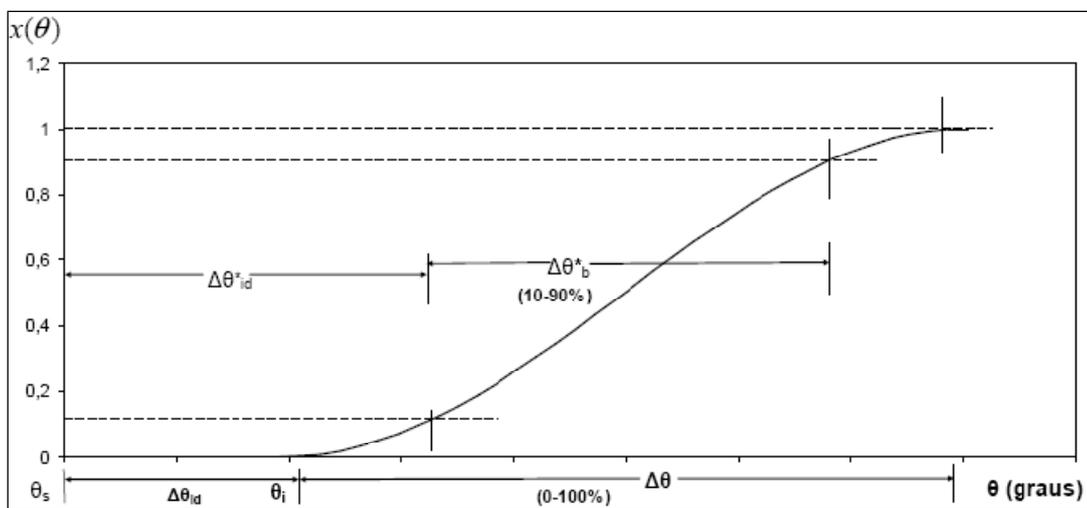


FIG. 3.2. $x(\theta)$ Em função de θ com detalhes dos ângulos de combustão.
Fonte: HEYWOOD (1988)

$\Delta\theta_{id}$ Corresponde ao atraso de liberação de energia ou atraso da combustão. $\Delta\theta^*_{id}$ e $\Delta\theta^*_b$ são considerados respectivamente o atraso e a duração da combustão determinados experimentalmente, calculados a partir da fração de massa queimada.

Como podemos observar, a equação (3.1) precisa dos valores dos coeficientes de ajuste da função de Wiebe, do ângulo de liberação de energia e da duração da combustão, esses valores podem ser tomados experimentalmente ou podem ser estimados mediante correlações encontradas na bibliografia revisada e que serão avaliadas fazendo os respectivos ajustes com relação aos dados experimentais

3.3.1. Fatores de Ajuste da Função de Wiebe

A equação (3.1) foi desenvolvida de forma de possibilitar o seu uso para diferentes formas da câmara de combustão (HEYWOOD, 1988). Para nosso caso vamos

a avaliar duas propostas de esses fatores de ajuste da função de Wiebe, a primeira vai ser a proposta de HEYWOOD (1988) e a segunda é proposta de ROUSSEAU *et. al.* (1999) como vai se apresentar a continuação:

a) HEYWOOD (1988):

Recomenda para motores de ignição por centelha valores constantes ajustáveis como a seguir:

$$a = 1,3,5\dots \quad m = 2,4,6\dots \quad (3.2)$$

b) ROUSSEAU *et. al.* (1999):

Faz ensaios experimentais para um motor turbinado funcionando com gás natural e obteve uma correlação para os coeficientes de ajuste da função de Wiebe:

Considera que a duração da combustão se dá quando a queima atinge 95% do combustível queimado, com isso recomenda o seguinte:

$$a = 2.9957 \quad (3.3)$$

E para o fator de forma “*m*” faz referencia que depende da razão de equivalência e do ângulo de liberação de centelha, então com isso faz a seguinte proposta:

$$m = (0.0314\lambda - 0.0969)\theta_{ST} + 1.8 \quad 1.35 \leq \lambda \leq 1.7 \quad 8 \leq \theta_{ST} \leq 23^\circ APMS \quad (3.4)$$

Onde:

θ_{ST} : Avanço da ignição.

3.3.2. Ângulo de Liberação de Centelha

O valor desse ângulo é medido no momento em que o combustível começa a se queimar e dessa forma fornecer energia ao sistema. Experimentalmente pode se observar que a liberação de energia não se dá no mesmo momento da liberação de centelha e que leva um tempo para começar a queima; esse tempo para se iniciar a queima do combustível é chamado de atraso da ignição ou período de desenvolvimento da chama. A equação a seguir define o atraso da ignição.

$$\theta_i = \theta_{ST} - \tau \quad (3.5)$$

Onde:

τ : Atraso da ignição.

ROUSSEAU *et. al.* (1999) faz ensaios experimentais e faz a proposta de uma correlação para o cálculo do atraso da ignição; na toma de dados assume que o início da ignição se dá quando existe 1% de massa de combustível queimado.

Por outro lado assume que o atraso da ignição depende também da razão de equivalência e do ângulo de liberação de centelha e é expressa da forma seguinte:

$$\tau = 0.35\theta_{ST} + 6.8\lambda - 3.848 \quad 1.35 \leq \lambda \leq 1.7 \quad 8 \leq \theta_{ST} \leq 23^\circ APMS \quad (3.6)$$

3.3.3. Duração da Combustão

O encerramento da combustão se dá no momento quando ocorre a extinção da chama, experimentalmente alguns autores consideram que o final da combustão se dá quando existe o 95% da massa do combustível queimado (ROUSSEAU *et. al.*, 1999, BAYRAKTAR *et. al.*, 2004). Para nosso caso vamos considerar duas correlações para o cálculo da duração da combustão:

a) ROUSSEAU *et. al.* (1999)

Faz uma proposta onde assume que a duração da combustão deve ser tomada em conta até quando atingiu o 95% da queima do combustível (tempo de propagação da chama) e que depende da pressão na admissão, da razão de equivalência, do ângulo de liberação de centelha e do atraso para a ignição, com isso, a correlação proposta é expressa da seguinte maneira:

$$\Delta\theta = AP_1^B - \tau \quad 0.8 \leq P_1 \leq 1.7bar \quad 1.35 \leq \lambda \leq 1.7 \quad 8 \leq \theta_{ST} \leq 23^\circ BTDC \quad (3.7)$$

Sendo que:

$$A = C\lambda + D \quad (3.8)$$

e:

$$C = 196.79 \exp(-0.097\theta_{ST}) \quad D = 101.83 \ln(\theta_{ST}) - 291.63 \quad (3.9)$$

$$B = -0.8133\lambda + 1.0101 \quad (3.10)$$

b) BAYRAKTAR *et. al.* (2004)

Realiza ensaios experimentais e faz uma proposta para o cálculo da duração da combustão. Essa correlação assume que a duração da combustão depende das condições de operação do motor como são a razão de compressão (r_c), a

velocidade do motor (N), a razão de equivalência (C/A), e o ângulo de liberação de centelha (θ_{ST}) e, além disso, define um motor padrão; a correlação vem dada pela seguinte expressão:

$$\Delta\theta(r_c, N, \phi, \theta_{ST}) = f_1(r)f_2(N)f_3(\phi)f_4(\theta_{ST})\Delta\theta_1 \quad (3.11)$$

Onde:

f_i : Funções independentes para cada parâmetro de operação do motor.

$$f_1(r) = 3.2989 - 3.3612(r/r_1) + 1.08(r/r_1)^2 \quad (3.12)$$

$$f_2(N) = 0.1222 + 0.9717(N/N_1) - 5.051 \times 10^{-2}(N/N_1)^2 \quad (3.13)$$

$$f_3(\phi) = 4.3111 - 5.6383(\phi/\phi_1) + 2.304(\phi/\phi_1)^2 \quad (3.14)$$

$$f_4(\theta_{ST}) = 1.0685 - 0.2902(\theta_{ST}/\theta_{ST1}) + 0.2545(\theta_{ST}/\theta_{ST1})^2 \quad (3.15)$$

Onde:

$$r_1 = 7.5 \quad N_1 = 1000 \quad \phi_1 = 1 \quad \theta_{ST1} = -30^\circ \quad \Delta\theta_1 = 24^\circ$$

Agora, tendo conhecido como vai ser feita a queima do combustível, é necessário saber qual é a quantidade de calor total fornecida ao sistema (Q_{tot}), segundo HEYWOOD (1988) o calor fornecido é expressa pela seguinte formulação:

$$Q_{tot} = n_c \cdot Q_c = n_c \cdot m_c \cdot PCI \quad (3.16)$$

Onde:

Q_c : Calor devido à queima de tudo o combustível.

n_c : Eficiência da combustão.

m_c : Massa do combustível.

PCI : Poder calorífico inferior.

Segundo HEYWOOD (1988), a eficiência da combustão para motores de ignição por centelha esta na faixa de 0.95 – 0.98 e para motores de ignição por compressão a eficiência é aproximadamente de 0.98, com isso como o nosso motor opera originalmente com óleo diesel e foi transformado para uso dedicado de GN, o valor da eficiência de combustão adotada será de 0.98 (FIG. 3.3).

Conhecendo a razão Ar/Combustível (AC), fazendo o balanço de massas na reação química, e a massa da mistura (m_m) definida como a soma da massa de Ar (m_a) e a massa de Combustível (m_c), a equação (3.16) pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q_{tot} = n_c \cdot \frac{m_m}{(1 + AC)} \cdot PCI \quad (3.17)$$

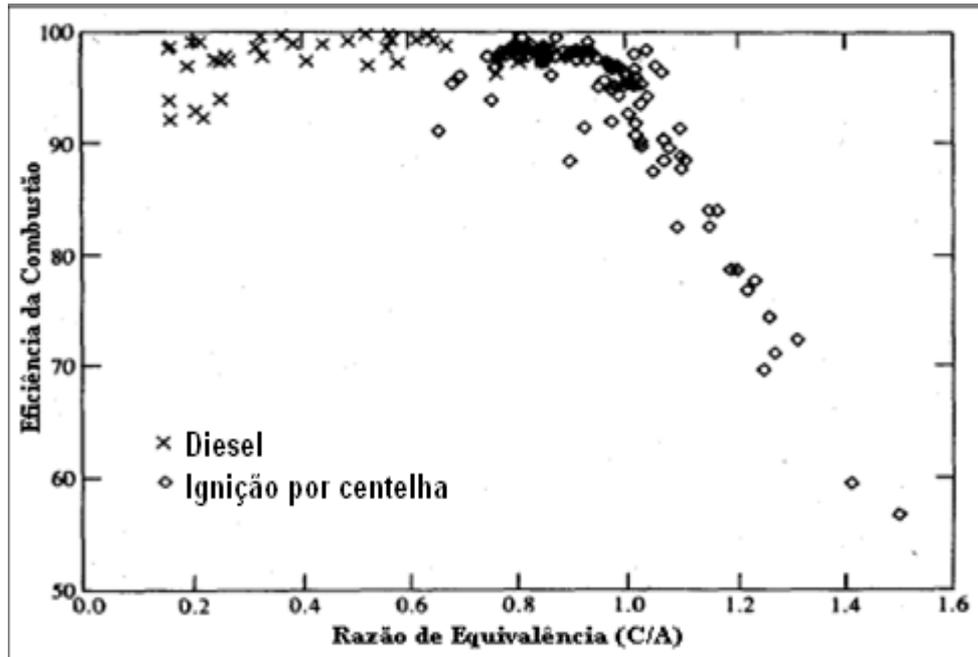


FIG. 3.3. Eficiência da Combustão em função da razão de equivalência
 FONTE: HEYWOOD (1988)

A equação (3.17) representa o calor total fornecido pela queima de tudo o combustível, mas isso ocorre gradualmente, isso quer dizer, depende do ângulo de eixo de manivelas, então para saber qual é a taxa de energia fornecida de acordo com a queima do combustível é necessário relacionar as equações (3.1) e (3.17):

$$Q_{tot}(\theta) = Q_{tot} \cdot x(\theta) \quad (3.18)$$

Uma consideração muito importante é a perda de calor pela parede do cilindro pela água de arrefecimento, isso é representado como a transferência de calor por convecção, dessa forma a energia efetiva na câmara de combustão, também chamada energia aparente, ($Q_a(\theta)$), pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q_a(\theta) = Q_{tot} \cdot x(\theta) - Q_p(\theta) \quad (3.19)$$

Onde:

$Q_p(\theta)$: Calor transferido pelas paredes do cilindro.

Logo, derivando a equação (3.19) em função de θ , temos:

$$\frac{\delta Q_a}{d\theta} = Q_{tot} \frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} \quad (3.20)$$

A continuação vai se mostrar o esquema de volume de controle adotado; esse sistema já foi usado por SANTOS (2004) e por CAVALCANTE (2007):

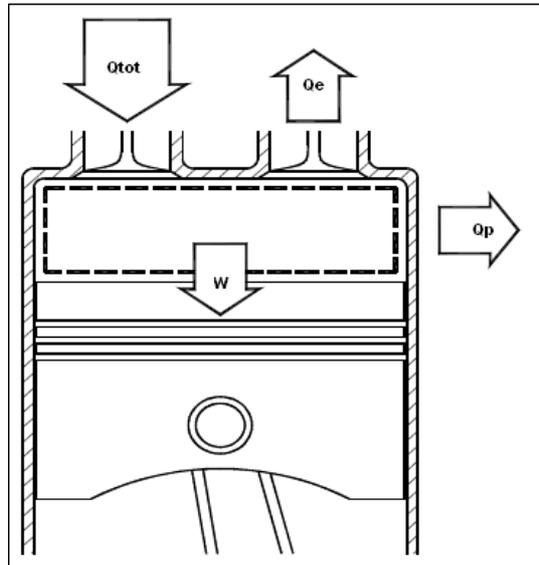


FIG. 3.4. Volume de Controle e Análise dos fluxos de energia.

3.4. EQUAÇÕES DE ESTADO DA MISTURA AC

Tendo conhecimento de como é o processo de combustão dentro do cilindro e, em consequência, a determinação do fornecimento de calor para o sistema de acordo com a taxa de queima do combustível em função do ângulo do eixo de manivelas; agora é preciso conhecer a equação de estado que governa o comportamento além de obter as propriedades termoquímicas da mistura *Ar/Combustível* durante o funcionamento do motor. Nosso caso será usado duas equações: a equação universal dos gases ideais e a equação dos gases reais de Van Der Waals.

3.4.1. Modelo do Gás Ideal

Geralmente em modelos termodinâmicos, a mistura de gases no interior do cilindro é considerada como se fosse um gás perfeito, com a hipótese tomada, a equação universal dos gases ideais é válida (ALLA, 2002, CAVALCANTE, 2007).

$$PV = m_m RT \quad (3.21)$$

Onde:

P: Pressão no interior do cilindro.

V: Volumem no interior do cilindro.

R: Constante da mistura de gases no interior do cilindro.

T: Temperatura dos gases no interior do cilindro.

m_m: Massa da mistura de gases no interior do cilindro.

Derivando-se a equação (3.21) em função do ângulo do eixo de manivelas, podemos obter uma equação para o cálculo da pressão no interior do cilindro.

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[m_m \left(T \frac{dR}{d\theta} + R \frac{dT}{d\theta} \right) - P \frac{dV}{d\theta} \right] \frac{1}{V} \quad (3.22)$$

3.4.2. Modelo do Gás Real de Van Der Waals

Como sabemos, as propriedades termoquímicas da mistura de gases no interior do cilindro varia, além disso, devido ao processo o gás pode mudar de estado, mas a equação universal dos gases ideais não leva em consideração esses aspectos. Então, LAPUERTA *et. al.* (2006) faz uma modelagem utilizando a equação de estado de Van Der Waals a qual leva em conta as temperaturas e pressões críticas dos gases, além de considerar o grau de compressibilidade da mistura no interior do cilindro. O modelo do gás real de Van Der Waals é expresso da seguinte forma:

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} \quad (3.23)$$

$$a = 0.421875 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad b = 0.125 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3.24)$$

Onde:

v : Volume específico da mistura de gases.

T_c : Temperatura crítica da mistura de gases.

P_c : Pressão crítica da mistura de gases.

Derivando-se a equação (3.23) em função do ângulo do eixo de manivelas, obtemos a equação para o calculo da pressão no interior do cilindro durante o ciclo de trabalho do motor:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{\left(\frac{V}{m_m} - b \right)} \left[\left(T \frac{dR}{d\theta} + R \frac{dT}{d\theta} \right) \left(\frac{V}{m_m} - b \right) - RT \left(\frac{1}{m_m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{db}{d\theta} \right) \right] - \frac{m_m^2}{V^3} \left(V \frac{da}{d\theta} - 2a \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.25)$$

3.5. ANÁLISE TERMODINAMICO DO SISTEMA

Conhecendo as duas equações de estado que vão ser usadas para a modelagem, precisamos agora fazer o análise termodinâmico do sistema. Por ser um modelo zero - dimensional, o sistema considerado é o de um sistema fechado, que dá inicio no

momento que fecha a válvula de admissão até o momento que a válvula de escapamento é aberta. O sistema fechado é analisado em três etapas: compressão, combustão e expansão dessa forma pode se escrever a 1^{ra} Lei da Termodinâmica da seguinte forma:

$$dU = \delta Q_{tot} - \delta Q_p - \delta W \quad (3.26)$$

Onde:

U : Energia interna dos gases no interior do cilindro.

W : Trabalho feito pelo pistão.

Derivando em função do ângulo do eixo de manivelas:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_{tot}}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} - \frac{\delta W}{d\theta} \quad (3.27)$$

Agora, $(dU/d\theta)$ pode se expressar em função c_v , m_m , T e $d\theta$:

$$\frac{dU}{d\theta} = m_m c_v \frac{dT}{d\theta} + m_m T \frac{dc_v}{d\theta} \quad (3.28)$$

Onde:

c_v : Calor específico a volume constante.

O trabalho feito na expansão depende da pressão P e do volume V e tomando-se por unidade o ângulo de eixo de manivelas, tem-se o seguinte:

$$\frac{\delta W}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.29)$$

O calor transferido pela parede do cilindro será modelado usando a lei de resfriamento de Newton:

$$\frac{\delta Q_p}{dt} = hA(\theta)(T(\theta) - T_p) \quad (3.30)$$

Onde:

$A(\theta)$: Área de cilindro em contato com a mistura AC.

A relação da variação do ângulo do eixo de manivelas, em graus, com a variação do tempo, em segundos, é dado pela seguinte expressão (HEYWOOD, 1988):

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{6N} \quad (3.31)$$

Então utilizando a equação 3.31 na equação 3.30, temos o seguinte:

$$\frac{\delta Q_p}{d\theta} = \frac{hA(\theta)(T(\theta) - T_p)}{6N} \quad (3.32)$$

Onde T_p é a temperatura da parede do cilindro será tomada experimentalmente. Por outro lado também vamos avaliar o uso da correlação de SHAW *et. al.* (2002) para o cálculo dessa variável e é expressa da seguinte maneira:

$$T_p = T_a + (0.945 - 0.0078T_a) \frac{N}{60} + 4.6 \cdot Pot(\%) \quad (3.33)$$

Onde:

T_a : Temperatura da água de arrefecimento do motor.

N : Velocidade do motor em RPM.

$Pot(\%)$: Potencia do motor em porcentagem.

Logo usando as equações (3.20), (3.27), (3.28), (3.29) e (3.32), podemos obter uma equação para o calculo da temperatura da mistura no interior do cilindro:

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[Q_{tot} \frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - m_m T \frac{dC_v}{d\theta} \right] \frac{1}{m_m C_v} \quad (3.34)$$

3.6. MODELO GEOMETRICO DO SISTEMA

Para facilitar a solução do sistema de equações diferenciais ordinárias em função do ângulo do eixo de manivelas (mostrado no item anterior), precisa-se de expressões da área de contorno do sistema e do volume em função do mesmo ângulo, por isso vamos a usar a proposta de CATON (2000) que foi avaliada no trabalho de SANTOS (2004) e no trabalho desenvolvido por CAVALCANTE (2007).

Mostra-se a continuação um esquema do sistema a ser modelado, indicando os parâmetros necessários como dados de entrada (dados geométricos). O ângulo do eixo de manivelas é medido em relação ao eixo imaginário normal ao plano da folha no sentido horário.

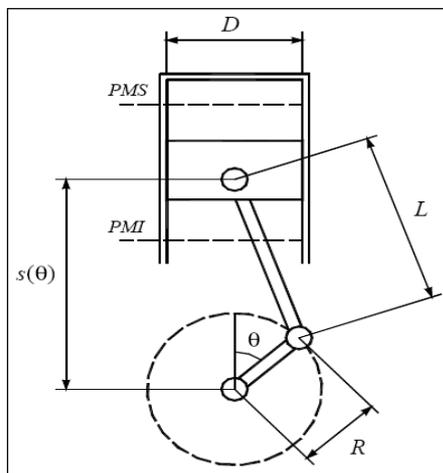


FIG. 3.5. Geometria do sistema adotada.

As continuações apresentaram algumas expressões necessárias para a modelagem:

- 1) A posição do pistão em função do ângulo do eixo de manivelas como mostrado no esquema da FIG. 3.5 e usando conhecimentos básicos de geometria, podemos obter uma expressão muito importante.

$$s(\theta) = R \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \text{sen}^2 \theta} \quad (3.35)$$

Onde:

$s(\theta)$: Posição do pistão em relação do ângulo do eixo de manivelas

R : Raio do eixo de manivelas

L : Comprimento da biela

- 2) A área de contorno do cilindro é calculada pela soma das áreas do topo do pistão, do cabeçote e da parede do cilindro.

A soma das áreas do topo do pistão e do cabeçote é calculada de seguinte forma:

$$A_1(\theta) = \frac{\pi D^2}{2} \quad (3.36)$$

Onde:

D : Diâmetro do cilindro.

A área lateral do cilindro pode ser descrito como a soma da área entre o topo do pistão ($A_2(\theta)$) e o *PMS* e da área do volume morto ($A_3(\theta)$):

$$A_2(\theta) = \pi D [L + R - s(\theta)] \quad (3.37)$$

$$A_3(\theta) = \pi D \frac{2R}{r_c - 1} \quad (3.38)$$

Desta forma, usando as equações (3.36), (3.37) e (3.38) podemos obter a expressão geral da área de contorno do cilindro.

$$A(\theta) = \pi D \left[\frac{D}{2} + L + R - s(\theta) + \frac{2R}{r_c - 1} \right] \quad (3.39)$$

- 3) O volume no cilindro em função do ângulo de eixo de manivelas vem dado pela soma do volume deslocado e o volume morto:

$$V(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} \left[L + R - s(\theta) + \frac{2R}{r_c - 1} \right] \quad (3.40)$$

Sendo o volume total deslocado como mostrado a seguir:

$$V_d = \frac{\pi D^2}{2} R \quad (3.41)$$

3.7. CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Como foi explicado no item 3.4, para o cálculo de calor transferido, por convecção, pelas paredes do cilindro será utilizada a Lei de Resfriamento de Newton, sendo necessária a determinação do coeficiente de transferência de calor. Na literatura podemos achar varias correlações que nos permite estimar este coeficiente “*h*” (ALLA, 2002, SANTOS, 2004, CAVALCANTE, 2007).

No presente trabalho vai ser usada a correlação de Eichelberg, essa equação foi usada por ROUSSEAU *et. al.* (1999) na modelagem de um motor de ignição por centelha, turbo carregado e funcionando com *GN* e é expressa assim:

$$h = 7.8 \cdot 10^{-3} P^{0.5} T^{0.5} v_p^{1/3} \quad (3.42)$$

Onde:

h: Coeficiente de transferência de calor por convecção.

v_p: Velocidade média do pistão.

3.8. MODELAGEM DA REAÇÃO DE COMBUSTÃO

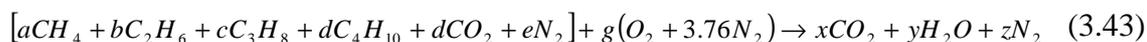
Para poder calcular as propriedades termoquímicas da mistura de gases no interior do cilindro, temos que conhecer quais são os gases que participam no processo de combustão e depois da queima do combustível, temos que conhecer também quais são os gases produtos para dessa forma poder calcular as propriedades correspondentes.

3.8.1. Análise da Reação de Combustão

Como foi mencionado no capítulo 1, o motor *ottolizado* deve trabalhar com mistura pobre, mas para isso devemos analisar a reação estequiométrica e a reação com excesso de ar com o qual podemos conhecer os coeficientes dos compostos que participam na combustão.

a) Reação Estequiométrica

Não existe excesso de ar nem de combustível, é preciso conhecer a composição química do gás natural, então escrevendo a reação química temos:



Como podemos observar na equação (3.43) vamos a utilizar a composição completa do *GN* para assim estar mais perto da realidade, agora fazendo o balanço podemos calcular a quantidade de Ar estequiométrico (molar) que é necessária para queimar certa quantidade de combustível. Utilizando a composição química do gás natural apresentando na Tabela 1.1, podemos fazer o balanço como a seguir:

- Para o Carbono

$$a + 2b + 3c + 4d + e = x \rightarrow x = a + 2b + 3c + 4d + e \quad (3.44)$$

- Para o Hidrogênio

$$4a + 6b + 8c + 10d = 2y \rightarrow y = 2a + 3b + 4c + 5d \quad (3.45)$$

- Para o Oxigênio

$$2e + 2g = 2x + y \rightarrow g = (2x + y)/2 \quad (3.46)$$

- Para o Nitrogênio

$$2f + 2 \cdot 3.76g = 2z \rightarrow z = f + 3.76g \quad (3.47)$$

Resolvendo as equações 3.44, 3.45, 3.46 e 3.47, podemos conhecer os coeficientes estequiométricos da reação química, assim podemos conhecer as razões *Ar/Combustível* estequiométricas:

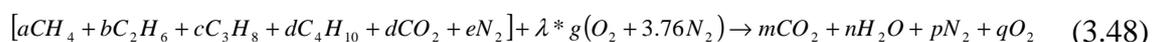
- Relação A/C estequiométrica molar: 10.08
- Relação A/C estequiométrica mássica: 16.27

Esses valores são diferentes devido à diferencia de massa específica do *GN* e do ar.

b) Reação com Mistura Pobre

A equação (3.43) representa a queima do *GN* mistura estequiométrica, mas na realidade nos *MCI* esse tipo de combustão quase nunca existe devido ao curto tempo que tem os reagentes para se queimar e à não uniformidade da mistura. É assim que geralmente os motores trabalham com misturas pobres e no caso particular do uso do *GN* possui um maior controle das emissões de *NO* devido a uma menor temperatura de operação.

Então, conhecendo o coeficiente estequiométrico do Ar para a reação estequiométrica, equação (3.43), e conhecendo também o excesso de Ar com o qual trabalha o motor, podemos fazer um novo análise da reação de combustão:



Na equação (6.6) podemos fazer o novo balanço químico para obter os coeficientes (molares) dos gases produtos da combustão, como a seguir:

- Para o Carbono

$$a + 2b + 3c + 4d + e = x \rightarrow x = a + 2b + 3c + 4d + e \quad (3.49)$$

- Para o Hidrogênio

$$4a + 6b + 8c + 10d = 2y \rightarrow y = 2a + 3b + 4c + 5d \quad (3.50)$$

- Para o Oxigênio

$$2e + 2g = 2x + y + 2w \rightarrow w = e + \lambda g - x - 0.5y \quad (3.51)$$

- Para o Nitrogênio

$$2f + 2\lambda \cdot 3.76g = 2z \rightarrow z = f + 3.76\lambda g \quad (3.52)$$

Resolvendo as equações 3.49, 3.50, 3.51 e 3.52, podemos conhecer os coeficientes dos gases produtos da combustão. Podemos observar também que são considerados como gases produtos da combustão com excesso de ar, somente o CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 .

3.8.2. Cálculo das Propriedades Termoquímicas

Devido às variações de temperatura no interior do cilindro, as propriedades termoquímicas da mistura dos gases vão mudando, além de existir um rearranjo dos componentes da reação, que começa com a mistura AC e termina quando tudo o combustível é queimado e só existem os gases produtos da combustão.

Com o explicado, observamos que as propriedades termoquímicas vão ter 3 etapas:

- Etapa de compressão (só reagentes).
- Etapa de expansão (só produtos).
- Etapa de combustão (reagentes e produtos).

a) Etapa de Compressão e Expansão

Nessas etapas a composição química da mistura no interior do cilindro não muda, com isso para calcular as propriedades termoquímicas pode se usar a proposta que certa propriedade termoquímica de uma mistura de gases pode ser

calculada como média ponderada das propriedades individuais de cada componente da mistura (KUO, 1986, LAPUERTA *et. al.*, 2006).

- Massa Molar:

$$\bar{M} = \sum x_i \bar{M}_i \quad (3.53)$$

- Temperatura e Pressão Crítica:

$$T_c = \sum x_i T_{ci} \quad P_c = \sum x_i P_{ci} \quad (3.54)$$

Tabela 3.1. Valores da Massa Molar, Temperatura e Pressão Crítica dos Componentes.

Composto	Massa molar (g/mol)	T_c (K)	P_c (MPa)
CH_4	16	191.4	4.64
C_2H_6	30	305.5	4.88
C_3H_8	44	370.0	4.26
C_4H_{10}	58	425.2	3.80
CO_2	44	304.2	7.38
N_2	28	126.3	3.39
O_2	32	154.6	5.08
H_2O	18	647.3	22.12

- Calor Específico a Volume Constante:

O cálculo do C_v da mistura no interior do cilindro será da forma seguinte:

$$\bar{C}_{vi} = \bar{C}_{pi} - \bar{R} \quad (3.55)$$

Para calcular o \bar{C}_{vi} de cada componente da mistura, temos que ter o valor do \bar{C}_{pi} que nesse caso vai ser considerando que varia com a temperatura.

Na maioria dos trabalhos de modelagem de motores, para calcular o \bar{C}_{pi} utilizaram equações polinomiais, porém tinham limitação na temperatura.

SANTOS (2004) utilizaram as equações polinomiais recomendadas por VAN WYLEN que permitiram simular a composição do gás natural, porém as equações do metano e etano apresentavam limitações de 2000 K.

CAVALCANTE (2007) faz uso da proposta feita por LANZAFAME *et. al.* (2001), onde apresenta uma única equação polinomial de 5º grau do tipo logarítmica para o cálculo de \bar{C}_{pi} com validade para temperaturas acima dos 4000 K, e é expressa a continuação:

$$\bar{C}_{pi}(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (3.56)$$

Então tendo calculado o \bar{C}_{vi} de cada componente da mistura, podemos calcular o \bar{C}_v de forma similar ao cálculo da massa molar da mistura:

$$\bar{C}_v = \sum x_i \bar{C}_{vi} \quad (3.57)$$

Então o C_v será calculado usando a equação (3.53) e (3.57):

$$C_v = \frac{\overline{C}_v}{M} \quad (3.58)$$

Na tabela 3.2 apresentam-se os valores dos coeficientes dos \overline{C}_{pi} de cada componente que participa na reação química:

Tabela 3.2. Coeficientes adimensionais para cálculo de \overline{C}_{pi} (J/molK).

Gases	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
CH_4	-2515.5043	10088.0734	-184.24811	492.71045	-37.36566	1.11383
C_2H_6	-4676.7078	12127.6454	-924.87722	621.70423	-48.1084	1.45739
C_3H_8	-2979.9216	19287.0965	-366.54904	1032.7336	-82.20478	2.5739
C_4H_{10}	-6051.6092	30198.4701	-967.34172	1620.00023	-129.50899	4.08105
H_2O	-11780.765	8490.5218	-414.77575	339.33662	-23.54277	0.64541
O_2	10228.3426	-184.92333	2010.86808	-279.69496	19.34823	-0.53257
N_2	-7513.3642	5708.38047	-1712.1739	254.29554	-18.69984	0.54497
CO_2	-412.36785	1288.4677	-452.81197	77.54809	-6.43522	0.20754

b) Etapa da Combustão

Nessa etapa, conforme vai se queimando o combustível também vão se formando os produtos da combustão, então, as propriedades termoquímicas da mistura de gases no interior do cilindro dependem da quantidade de reagentes e de produtos que coexistem durante o processo de combustão.

Para saber com precisão a composição química da mistura no processo da combustão, teria que se fazer um modelo quase-dimensional o que pode complicar nosso trabalho (modelo zero - dimensional), então, para simplificar nosso calculo vai ser usada a proposta de que a formação dos produtos depende de forma linear da queima do combustível (ALLA, 2002, SANTOS, 2004, LAPUERTA *et. al.*, 2006, ABU *et. al.*, 2007, CAVALCANTE, 2007).

Como a fração de combustível queimado é conhecida (equação 5.1, em função do ângulo do eixo de manivelas), pode ser utilizada uma relação linear para calcular a queda no percentual dos reagentes, que se inicia com 100%, e a respectiva subida dos produtos presentes na câmara de combustão, até estes atinjam 100%. Com isso, por exemplo, quando 20% da mistura admitida for queimada, considera-se que há na câmara 80% de reagentes e 20% de produtos da combustão. O valor das propriedades termoquímicas nesse processo podem se

calcular como media ponderada das propriedades dos reagentes e dos produtos como se mostra a seguir:

$$J_{eq} = (1 - x(\theta)) \cdot J_r + x(\theta) \cdot J_p \quad (3.59)$$

4. METODOLOGIA

4.1. ASPECTOS GERAIS

Tendo conhecimento da teoria de modelagem de *MCI*, vamos descrever aqui as hipóteses consideradas no nosso trabalho e as vantagens e desvantagens que tem o modelo zero - dimensional.

LANZAFAME *et. al.* (2002) explica que o modelo zero - dimensional apresenta duas vantagens muito importantes:

- Permite uma descrição precisa dos fenômenos termo-químicos que ocorrem no interior do cilindro (calor liberado durante a combustão e a troca de calor entre os gases e a parede do cilindro).
- Faz uso de uma matemática muito simples, permitindo assim um ganho de tempo computacional.

LANZAFAME *et. al.* (2002) considera quatro aplicações diferentes da modelagem zero - dimensional todas usando como base teórica a 1ª Lei da Termodinâmica; CAVALCANTE (2007) apresenta as diferenças entre elas:

Tabela 4.1. Tipos de Modelos Zero – Dimensionais.

Modelo 0-D	Calores Específicos a Volume Constante (C_v)	Perda de Calor pela Parede (Q_p)
1	Constante	Não
2	Constante	Sim
3	Varia com a Temperatura	Não
4	Varia com a Temperatura	Sim

O modelo que utilizado neste trabalho vai ser do quarto tipo, onde vamos considerar que os calores específicos a volume constante variam com a temperatura e que existe transferência de calor pela parede do cilindro, com isso torna-se o modelo mais preciso.

4.2. LIMITAÇÕES DO MODELO

Temos que ter em conta que o presente trabalho não está considerando os fluxos mássicos da mistura *AC* na admissão e dos gases produtos da combustão no escape, já que é considerado um sistema fechado que só muda de volume conforme vai variando o ângulo do eixo de manivelas. Cabe ressaltar que o modelo só abrange desde o momento

em que a válvula de admissão é fechada até quando a válvula de escape é aberta permitindo assim poder conhecer o comportamento termodinâmico da mistura AC baseado nos processos de compressão, combustão e expansão que são as etapas onde ocorrem os principais fenômenos relacionados ao trabalho útil do motor.

Outra das limitações do modelo é que não considera a composição dos gases de escape, o que geralmente feito em um modelo quase dimensional e multidimensional, com o qual pode se prever as emissões do motor para cada condição de operação (através da análise da cinética química da formação dos gases).

4.3. ESTRUTURA DA MODELAGEM COMPUTACIONAL

4.3.1. Descrição do Programa

Sabendo qual é o tipo de modelagem que vai ser desenvolvido, além de conhecer as hipóteses de simplificação e conhecendo também o sistema de equações diferenciais que representam o desempenho do motor; o seguinte passo é escolher uma linguagem de programação apropriada, e de fácil interação entre o programador e a linguagem, que nos permita resolver o sistema de equações diferenciais e que nos forneça os resultados esperados num tempo de processamento curto os quais serão usados em estudos de pesquisa na área de motores.

Nesta dissertação vai se usar a linguagem de programação SIMULINK 6.5, que é um pacote do software MATLAB 7.8, que nos permite uma programação em blocos e facilitando a interação entre o programador e a linguagem, sendo usada esta linguagem para a resolução de sistemas dinâmicos com um tempo de processamento muito curto. Para a resolução do sistema de equações diferenciais foi usado o método de Runge Kutta de 4º ordem para a resolução do sistema de equações diferenciais. Esse método de resolução foi escolhido devido a sua rápida convergência (segundo revisão bibliográfica) o que permite um ganho de tempo de processamento.

4.3.2. Dados de Entrada do Programa Simulador

Os dados de entrada que o programa simulador requer, podem ser divididos em:

- Dados Geométricos do motor: Diâmetro interno do cilindro (D), curso do pistão (S), taxa de compressão (r_c), comprimento da biela (L), raio do virabrequim (R).

- Dados do projeto do motor: Ângulo de fechamento da válvula de admissão e ângulo de abertura da válvula de escape.
- Dados referentes ao combustível utilizado: Composição química do Gás Natural, poder calorífico inferior (PCI), razão $Ar/Combustível$ (AC), equação única do \bar{C}_p do combustível, temperatura e pressão crítica, etc.
- Dados dos componentes da combustão: Equações de calor específico à pressão constante em função da temperatura e demais propriedades termoquímicas dos reagentes e dos produtos da combustão.
- Parâmetros relativos à combustão: Ângulo de liberação de centelha, parâmetros de Wiebe, segundo recomendando por HEYWOOD (1988) ou segundo recomendando por ROUSSEAU *et. al.* (1999).
- Condições de operação do motor: Pressão, temperatura no fechamento da válvula de admissão, razão de equivalência, massa da mistura admitida por ciclo, temperatura da parede do cilindro e rotação.

Em relação às condições de operação do motor, o modelo desenvolvido receberá informação da vazão de combustível e com isso será calculada a massa de combustível admitida em cada ciclo de operação (m_c). A massa do combustível será calculada através da equação 4.1 (CALVANCANTE, 2007), essa equação precisa dos dados de rotações do motor (N), número de cilindros do motor (n_c) e também o fato de que são necessárias duas voltas do eixo para se completar um ciclo. O fator de 3600 no denominador é usado para converter de hora para segundo desde quando a vazão de combustível na admissão (V_c) é disponível em m^3/h e que será multiplicada pela massa específica do combustível.

$$m_c = \frac{V_c \cdot \rho}{0.5 * 3600 * n_c * N} \quad (4.1)$$

Para o cálculo da massa total da mistura admitida vamos precisar do valor de λ o qual será fornecido pela sonda lambda instalado no motor e conhecendo a razão AC_{ST} e utilizando a equação 8.1 na equação 8.2, podemos calcular a massa da mistura admitida no cilindro:

$$m_m = m_c (\lambda \cdot AC_{ST} + 1) \quad (4.2)$$

Tendo em consideração todos esses dados mencionados, pode se dar início a simulação.

4.3.3. Procedimento de Cálculo

Conhecendo os dados de entrada que precisamos para fazer a simulação, o seguinte passo é saber qual é o procedimento que temos que seguir, com isso, baseado em SANTOS (2004) pode-se resolver o sistema de equações diferenciais.

A resolução do sistema de equações diferenciais terá 3 fases de solução: a primeira que abrange desde o fechamento da válvula de admissão e todo o processo de compressão, sendo considerados como condições iniciais de solução os valores da Pressão, Temperatura, Trabalho e Calor transferido às paredes do cilindro no ângulo de fechamento da válvula de admissão, com isso pode-se dar início à simulação. A segunda etapa abrange todo o processo de combustão, então os resultados finais da primeira etapa vão ser usados como condições iniciais para este segundo processo, sendo que a equação de Wiebe modela a fração de combustível queimado, esta fase acaba quando se encerra a combustão. A terceira etapa a ser solucionada é o processo de expansão até a abertura da válvula de escape, sendo que os resultados finais da segunda etapa serão utilizados como condições iniciais para esta última etapa de solução do modelo.

Como foi mencionado no capítulo 3, para modelar o comportamento da mistura de gases no interior do cilindro foram usadas duas equações de estado, Lei dos Gases Ideais (ALLA, 2002, CAVALCANTE, 2007) e a Equação dos Gases Reais de Van der Waals (LAPUERTA *et. al.*, 2006), as quais serão comparadas para determinar qual das duas se assemelha mais com a realidade. Para um melhor entendimento do programa simulador, vai ser apresentado o diagrama de fluxo com o qual pode se ter uma idéia mais precisa do procedimento de resolução:

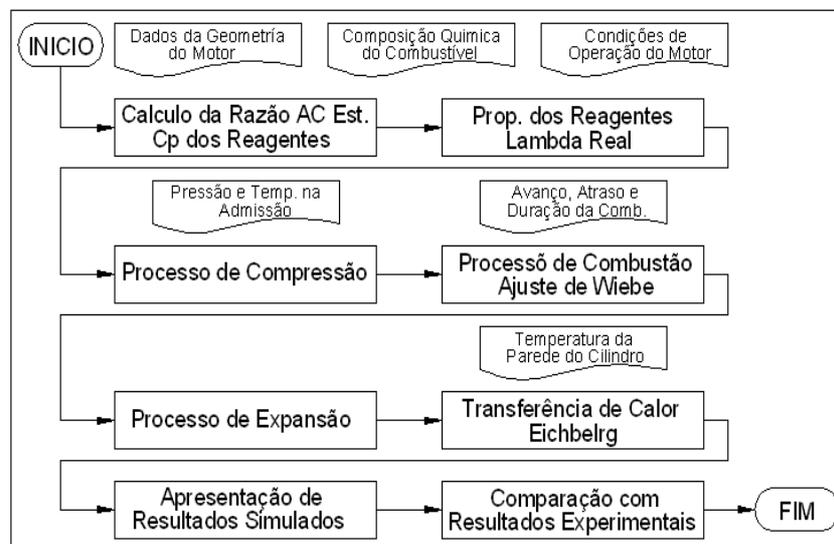


FIG. 4.1. Diagrama de Fluxo do Programa Simulador.

A continuação apresenta-se o sistema de equações diferenciais a ser resolvido (segundo o procedimento explicado no capítulo 3) para ambas as abordagens adotadas:

- **Modelo do Gás Ideal:** Fazemos referência as equações 3.22, 3.29, 3.32 e 3.34.

$$\frac{\delta W}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.29)$$

$$\frac{\delta Q_p}{d\theta} = \frac{hA(\theta)(T(\theta) - T_p)}{6N} \quad (3.32)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[Q_{tot} \frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - m_m T \frac{dC_v}{d\theta} \right] \frac{1}{m_m C_v} \quad (3.34)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \left[m_m \left(T \frac{dR}{d\theta} + R \frac{dT}{d\theta} \right) - P \frac{dV}{d\theta} \right] \frac{1}{V} \quad (3.22)$$

- **Modelo do Gás Real de Van Der Waals:** Fazemos referência as equações 3.23, 3.29, 3.32 e 3.34.

$$\frac{\delta W}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.29)$$

$$\frac{\delta Q_p}{d\theta} = \frac{hA(\theta)(T(\theta) - T_p)}{6N} \quad (3.32)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \left[Q_{tot} \frac{dx}{d\theta} - \frac{\delta Q_p}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - m_m T \frac{dC_v}{d\theta} \right] \frac{1}{m_m C_v} \quad (3.34)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{\left(\frac{V}{m_m} - b \right)} \left[\left(T \frac{dR}{d\theta} + R \frac{dT}{d\theta} \right) \left(\frac{V}{m_m} - b \right) - RT \left(\frac{1}{m_m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{db}{d\theta} \right) \right] - \frac{m_m^2}{V^3} \left(V \frac{da}{d\theta} - 2a \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.23)$$

Podemos observar, nos dois sistemas de equações diferenciais, que a única equação que varia é aquela que vai nos permitir o cálculo da pressão no interior do cilindro, em função do ângulo do eixo de manivelas, e sendo essa variável o parâmetro de validação do modelo em relação aos dados experimentais.

5. PROCEDIMENTO E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo vai ser apresentando o procedimento utilizado para os ensaios experimentais assim como também se fará a descrição do motor e dos instrumentos utilizados nos testes. Serão apresentados também os resultados obtidos nos experimentos.

5.1. MOTOR DE TESTE

O motor utilizado nos ensaios experimentais foi a SCANIA DC12 que é propriedade da empresa ARAPONGAS cujo centro de operações fica na Vila Isabel. Esse motor (estacionário) foi projetado originalmente para trabalhar com óleo diesel, mas sofreu um processo de transformação para poder operar com GN (processo de otolização) no qual foi instalado um sistema de velas de ignição.

Tabela 5.1. Especificações Técnicas do Motor SCANIA DC12

Cilindros	6 em Linha
Comando de Válvulas; Válvulas por cilindro	No cabeçote, 4 válvulas
Diâmetro do Cilindro	127 mm
Curso do Pistão	154 mm
Comprimento da Biela	260 mm
Cilindrada Total	11.7 litros
Razão de Compressão	11:1
Ângulo de Fechamento da Válvula de Admissão	-150°
Ângulo de Abertura da Válvula de Escape	150°
Potência Máxima com GN	295 kW (396 CV) a 1800 rpm
OBS: O Ângulo de 0° corresponde ao pistão localizado no PMS.	



FIG. 5.1. Motor SCANIA DC12.

5.2. INSTRUMENTAÇÃO DAS VARIÁVEIS MEDIDAS

Foi utilizada a instrumentação do banco de provas da ARAPONGAS, com exceção da vela ignição com o sensor piezelétrico incluso que foi emprestado pelo Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da COPPE/UFRJ e o sistema de aquisição de dados que foi emprestado pelo CENPES.

Os dados tomados para o cálculo das incertezas de medição dos instrumentos utilizados serão apresentados no Apêndice I.

5.2.1. Dinamômetro

O dinamômetro hidráulico usado é da marca NABLA com capacidade máxima de 500 kg. O controle do dinamômetro foi feito através de uma válvula que regulava a passagem de água, fornecendo assim uma carga maior o menor ao motor. A válvula era acionada manualmente.



FIG. 5.2. Indicador de Carga do Dinamômetro

5.2.2. Medição da Temperatura na Parede do Cilindro

Para medir essa variável foi instalado um termopar tipo K, para isso foi necessário fazer uma furação no cabeçote do cilindro, protegido por um encapsulamento e a uma distancia de 2 mm da câmara de combustão, um procedimento de instalação semelhante foi adotada por CAVALCANTE, 2007.

O cilindro escolhido para a instalação do termopar tipo K foi o N° 3 (contando desde a volante). Para a leitura do sinal do termopar tipo K foi utilizado um multímetro digital da marca Minipa, modelo ET-2042D.



FIG. 5.3. Termopar tipo K instalado no Cabeçote do Cilindro.



FIG. 5.4. Multímetro Digital usado para a Leitura da Temperatura.

5.2.3. Medição da Pressão na Admissão

Foi utilizado um manômetro para medir essa variável, essa pressão no coletor de admissão era devido à pressão exercida pela turbina do compressor. O manômetro utilizado foi da marca ODG.



FIG. 5.5. Manômetro utilizado na Medição da Pressão na Admissão.

5.2.4. Medição do Lambda

Sabendo que o motor trabalha com mistura pobre, instalou-se a sonda lambda no duto dos gases de exaustão para determinar assim a porcentagem de oxigênio presente e com isso poder ajustar o lambda requerido para o funcionamento do motor, para o nosso caso o valor de lambda medido foi de 1.35 regulando-se assim a quantidade de *GN* que ia ser admitido. O sistema usado foi o Lambda Controller da marca Woodward.

O valor adotado para lambda foi sugerida pela empresa ARAPONGAS, já que fazendo testes experimentais com misturas mais ricas a temperatura no cilindro aumentava e tinha a ocorrência antecipada do fenômeno de detonação e com misturas mais pobres tinha problemas de falha da ignição da mistura.



FIG. 5.6. Placa Controladora do Lambda no Motor.

Setpoint lambda	1.35
Actual lambda	1.35
Pos. of actuator	071.59%
Status:	Controlling

FIG. 5.7. Software de Controle da Placa.

5.2.5. Medição da Vazão do Gás Natural

A medição da vazão do *GN* foi feita com o instrumento da marca Contech CTH 22651 o qual controla a porcentagem de abertura de uma válvula borboleta dependendo da carga de operação do motor, fornecendo assim a quantidade de combustível necessária.



FIG. 5.8. Medidor da Vazão do *GN*.

5.2.6. Temperatura da Admissão, da Água e do Óleo do Motor

Para medir essas variáveis foi utilizado um instrumento de medição do tipo infravermelho da marca Minipa MT-370. A medida de cada uma dessas variáveis foi feita na parede do reservatório que contém cada um deles, considerando que a diferença de temperatura entre a parede do reservatório e do fluido no interior é desprezível.



FIG. 5.9. Medidor Infravermelho da Temperatura.

5.2.7. Medição do Avanço da Ignição do Motor

Utilizou-se um sistema de medição da marca WOODWARD, modelo IC-100. O princípio de operação desse sistema consiste que através de um medidor de revoluções do motor e definindo o *PMS* como 0° (por médio de uma programação previa), pode se definir quantos ângulos *APMS* vai ser liberada a centelha.



FIG. 5.10. Modulo Controlador da Ignição.

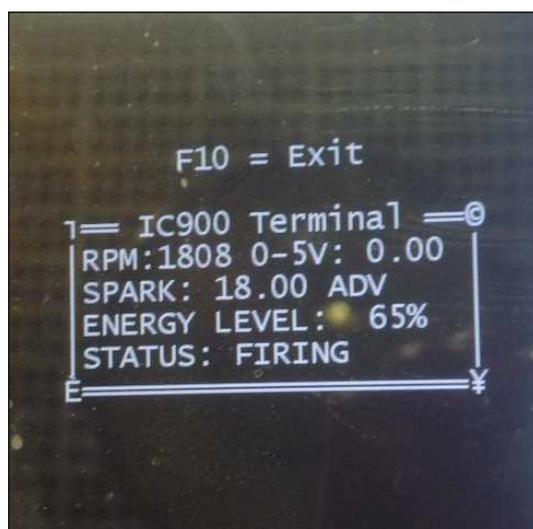


FIG. 5.11. Software Controlador do Módulo de Ignição.

5.2.8. Medição da Curva Pressão do Motor

Para medir a pressão no interior do cilindro do motor foi utilizado um sensor tipo piezoelétrico da marca AVL modelo GH 13Z-24. Esse instrumento é uma vela que tem incluído no interior o sensor piezoelétrico e foi fabricado de acordo com as especificações técnicas da vela utilizada no cilindro do motor, o limite de medição do sensor é de 250 bar. O sensor de pressão pertence ao Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da COPPE/UFRJ.

O sistema de aquisição dos sinais do sensor piezoelétrico utilizado foi o módulo INDICOM v2.1 da AVL o qual inclui o condicionador de sinais, o sistema de aquisição e o computador onde são mostradas as respostas, além disso esse sistema também inclui o encoder ótico que recebe os sinais dos ângulos do eixo de manivelas. Todo o sistema de aquisição de sinais é propriedade do CENPES.

Com o sistema INDICOM v2.1 além de ter sinais de pressão no interior do cilindro, também podemos obter dados da combustão como são: início e fim da combustão, calor liberado em função do ângulo do eixo de manivelas (curva de liberação de massa queimada), pressão máxima, *IMEP*, *COV*, etc. O sistema INDICOM v2.1 permite também exportar os dados recebidos em formato de arquivo de texto.



FIG. 5.12. Sensor de Pressão AVL GH 13Z-24.

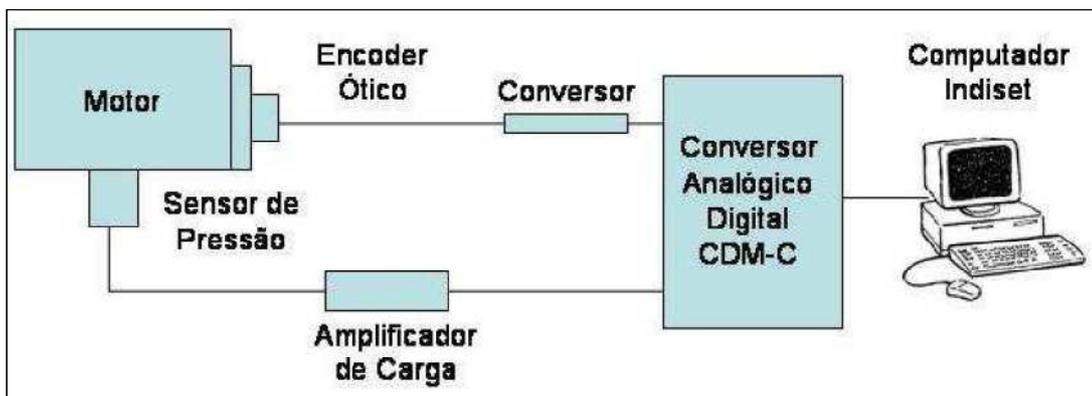


FIG. 5.13. Esquema de Funcionamento do Sistema INDICOM v2.1.

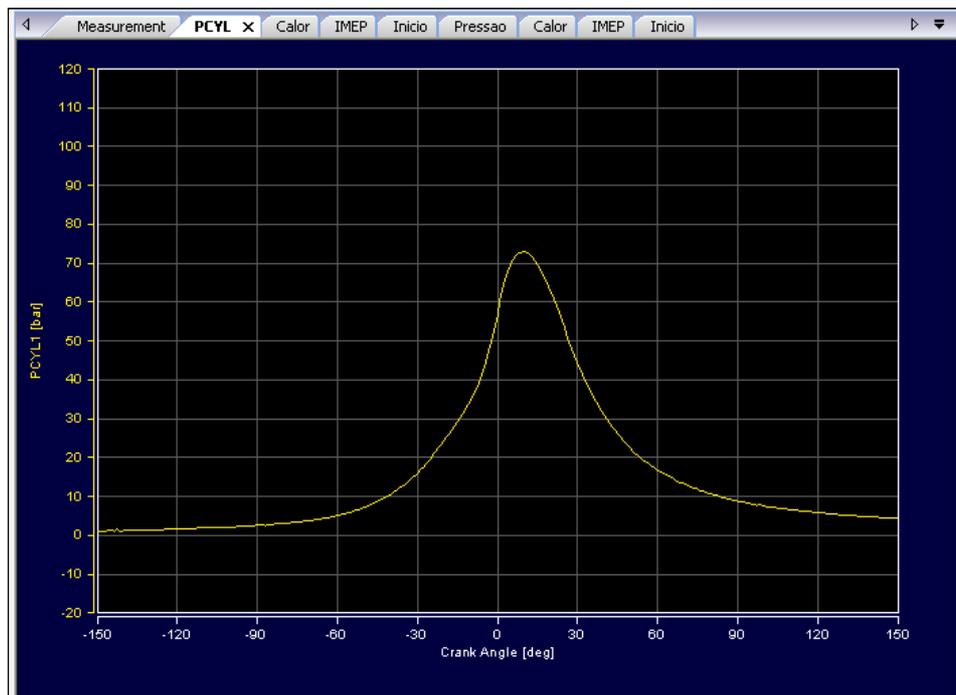


FIG. 5.14. Curva de Pressão no Interior do Cilindro Fornecida pelo Sistema INDICOM v2.1

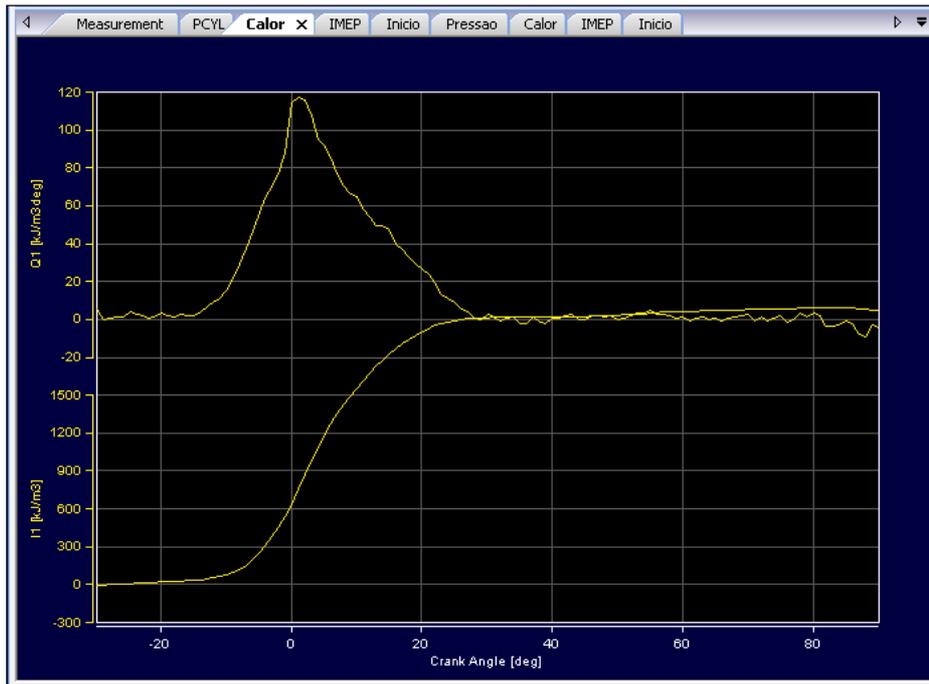


FIG. 5.15. Curva de Liberação de Calor Fornecida pelo Sistema INDICOM v2.1

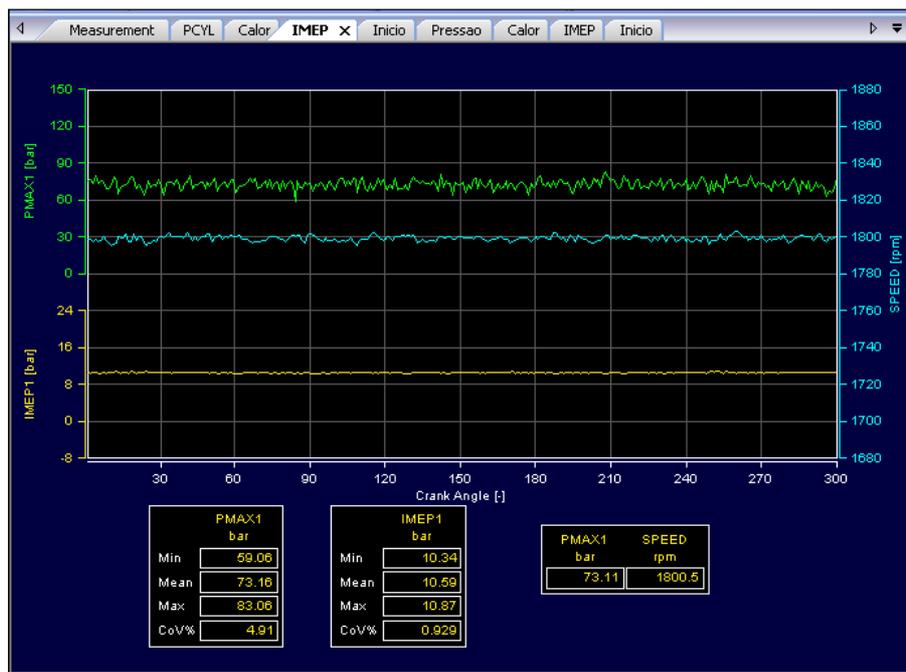


FIG. 5.16. Valores de Pressão Máxima e IMEP Fornecidos pelo Sistema INDICOM v2.1

5.3. CALCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Para saber se os dados obtidos são de confiança, devem se fazer os cálculos de incerteza de medição para as diferentes variáveis tomadas nos ensaios experimentais, para isso temos que levar em conta os critérios de análise de incerteza.

Neste trabalho vai se usar o procedimento recomendando por HOLMAN *et. al.* (1989), CABRAL (2004), CAVALCANTE (2006), onde consideram que a incerteza de medição tem dois componentes principais que são: incerteza de Tipo A ou também conhecida como incerteza devido à repetitividade do experimento e incerteza de Tipo B a qual é devido à calibração dos instrumentos, resolução, padrões, etc.

A incerteza de Tipo A (I_A) é calculada fazendo a divisão do desvio padrão entre a raiz quadrada do número de medições feitas. A incerteza de Tipo B (I_B) é uma combinação de diversos fatores e pode ser calculada assim:

$$I_B = \sqrt{\sum S_i^2} \quad (5.1)$$

Onde os S_i são os diferentes componentes da incerteza tais como resolução do instrumento, curva de calibração, padrões de calibração, etc. Para o nosso caso só vai ser considerada a incerteza devido à resolução.

Para se combinar os dois tipos de incerteza pode se usar a seguinte expressão:

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (5.2)$$

A incerteza expandida se obtém multiplicando a incerteza combinada pelo fator de abrangência (k) que pode ser assumido com um valor 2 para um grau de confiança de 95%.

$$I_E = kI_C \quad (5.3)$$

Para o cálculo da incerteza de Tipo A foi utilizada uma planilha de Excel os quais serão apresentados no Apêndice I. Os valores de incerteza do Tipo B para os diferentes instrumentos serão apresentados no Apêndice I.

5.4. PROCEDIMENTO DOS ENSAIOS

Todas as variáveis medidas e necessárias para o programa simulador foram tomadas de forma manual a exceção da pressão no interior do cilindro do motor (no cilindro número 3 contado desde a volante) que foi tomada por médio do sistema INDICOM v2.1 da AVL e que depois seriam exportados em formato de texto para o processamento.

Para a obtenção da curva da pressão no interior do cilindro, segundo HEYWOOD (1988), devem ser tomadas no menos de 90 ciclos para uma dada condição estabilizada

do motor. Por outro lado para garantir um valor médio mais adequado e tendo em consideração a SHUDO *et. al.* (2002) que adquiriu 200 ciclos, além disso, levando em conta a CAVALCANTE (2007) que adquiriu 300 ciclos, para o nosso caso por se tratar de um motor com turbo compressor foram adquiridos 450 ciclos para cada condição de operação do motor.

As condições de carga do motor no qual foram tomados os dados foram os seguintes: 81 kW, 107 kW, 134 kW, 161 kW, 188 kW, 215 kW e 242 kW, não aumentando mais a potência devido à ocorrência do fenômeno de detonação. Todos os testes foram feitos para revoluções constantes (1800 rpm), por ser motor estacionário. Devemos levar em conta que antes de começar a toma de dados, esperou-se durante 5 minutos para a estabilização do motor.

5.5. RESULTADOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS:

Os ensaios no motor foram feitos conforme descritos no item 5.4. Os valores de incerteza de Tipo A para as variáveis da temperatura na admissão, temperatura da água de arrefecimento, temperatura do óleo do motor, temperatura na parede do cilindro, vazão de combustível, cargas no dinamômetro foram menores que 0.5% para todas as condições do motor. Este baixo valor de incerteza por repetitividade é devido a que foram tomadas 20 leituras para cada instrumento além de esperar a estabilização do motor em cada condição de operação antes do início das leituras das respectivas variáveis (CAVALCANTE, 2007).

O valor de lambda obtido pelas medições foi de 1.35 ± 0.01 para todas as condições ensaiadas o qual permitiu um cálculo mais preciso da massa da mistura admitida no cilindro, segundo a equação 4.2, o valor da razão AC_{ST} adotado foi de 16.27 segundo o procedimento explicado no capítulo 3.

Os valores de $P_{máx}$ e $IMEP$ podem variar de uma forma significativa entre ciclo e ciclo para uma mesma condição de operação do motor (HEYWOOD, 1988). O valor do $IMEP$ é calculado automaticamente pelo sistema INDICOM v2.1 segundo a seguinte fórmula (HEYWOOD, 1988):

$$IMEP = \frac{\int PdV}{V_d} \quad (5.4)$$

Uma forma de verificar se os dados adquiridos durante os ensaios são de qualidade, utilizou-se a proposta de HEYWOOD (1988) de que o *IMEP* não pode ter um coeficiente de variação entre ciclos (*CoV*) superior a 10%. Além disso, também foi calculado o coeficiente de variação para a pressão máxima entre ciclos.

5.5.1. Resultados dos Cálculos de Incertezas:

A seguir são apresentadas as incertezas expandidas de cada variável em cada uma das condições de operação do motor. No Apêndice I serão listados todos os valores tomados para o cálculo da incerteza de cada variável.

Tabela 5.2. Valores das Incertezas Expandidas das Variáveis.

Porcentagem	Carga	T_{ad}	T_p	T_a	T_{oleo}	V_C	λ	Peso
(%)	(kW)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(m ³ /h)	(--)	(kg)
27	81	0.4	1.0	0.3	0.5	0.060	0.01	0.37
36	107	0.4	1.0	0.2	0.4	0.062	0.01	0.36
46	134	0.3	1.0	0.2	0.3	0.080	0.01	0.37
55	161	0.3	1.0	0.2	0.4	0.070	0.01	0.43
63	188	0.4	1.0	0.2	0.2	0.089	0.01	0.41
73	215	0.5	1.0	0.4	0.5	0.113	0.01	0.40
82	242	0.3	1.0	0.2	0.5	0.216	0.01	0.46

5.5.2. Estudo da Variabilidade dos Ciclos

Como sabemos, entre ciclo e ciclo de uma mesma condição de operação pode existir variação nas pressões, isso pode ser devido ao comportamento não regular da combustão da mistura AC, a turbulência dos gases dentro do cilindro, à não homogeneidade da mistura AC, o efeito dos gases residuais presente na mistura fresca admitida, etc. (CAVALCANTE, 2007)., apesar disso, essa variação ciclo a ciclo numa mesma condição de operação deve flutuar ao redor de um valor médio e não deve ser maior ao 10%.

A continuação vão ser apresentados os gráficos para 3 condições de operação das 7 testadas, fazendo o cálculo do coeficiente de variação (*CoV*) tanto para o $P_{máx}$ como também para o *IMEP*.

a) 27% de Carga

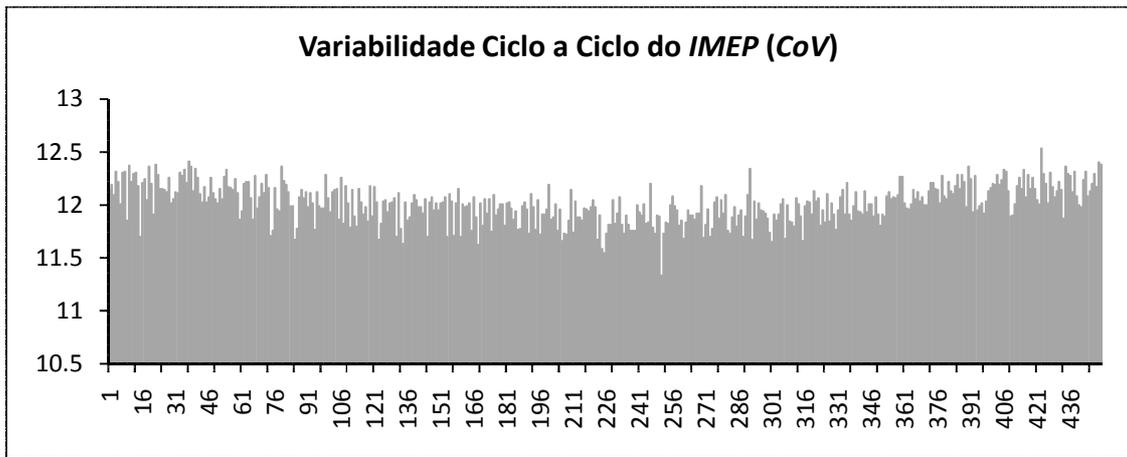


FIG. 5.17. Gráfico da Variabilidade do IMEP – 27% de Carga

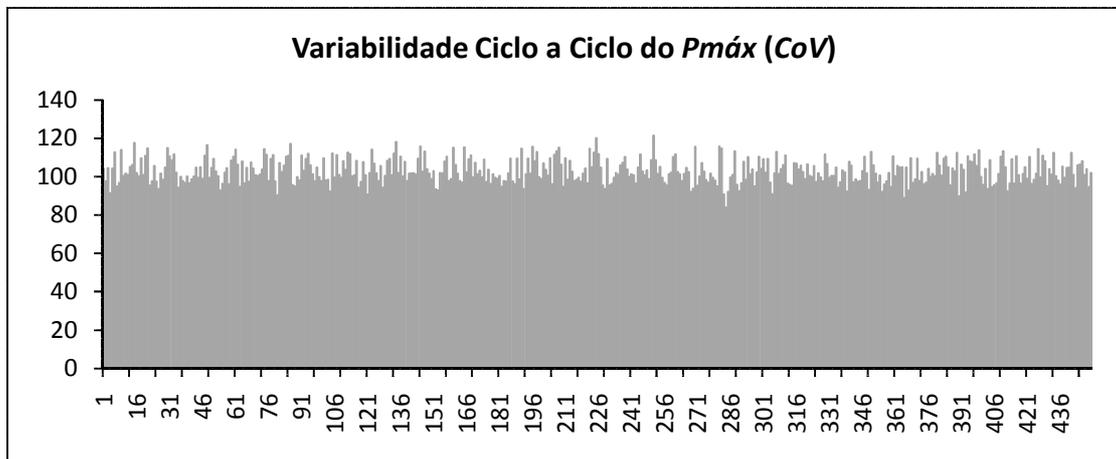


FIG. 5.18. Gráfico da Variabilidade do P_{máx} – 27% de Carga.

a) 55% de Carga

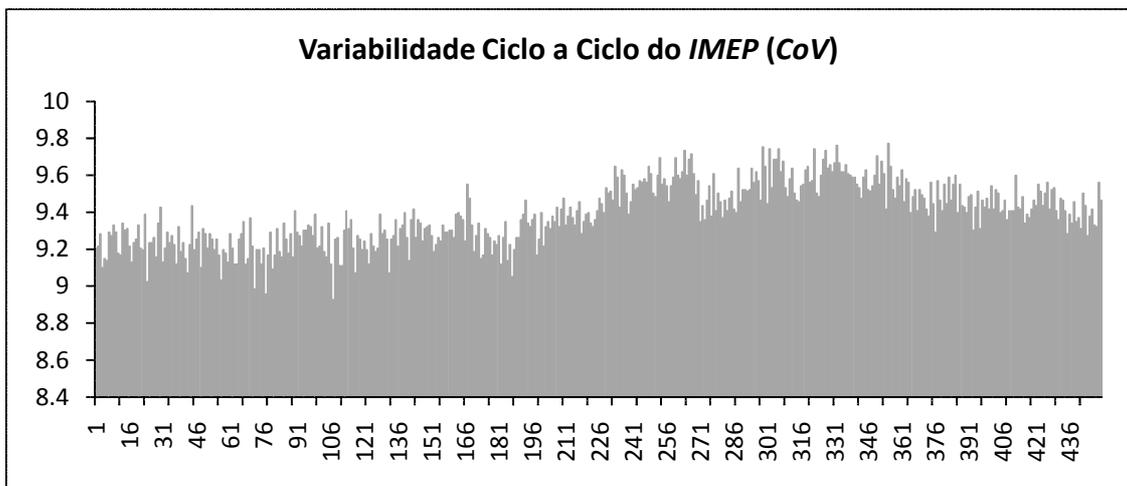


FIG. 5.19. Gráfico da Variabilidade do IMEP – 55% de Carga.

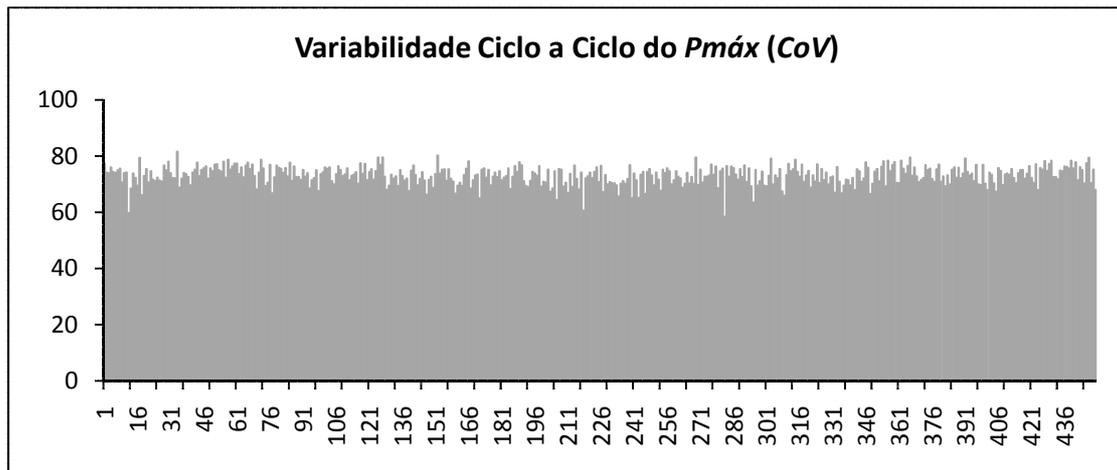


FIG. 5.20. Gráfico da Variabilidade do $P_{máx}$ – 55% de Carga.

a) 82% de Carga

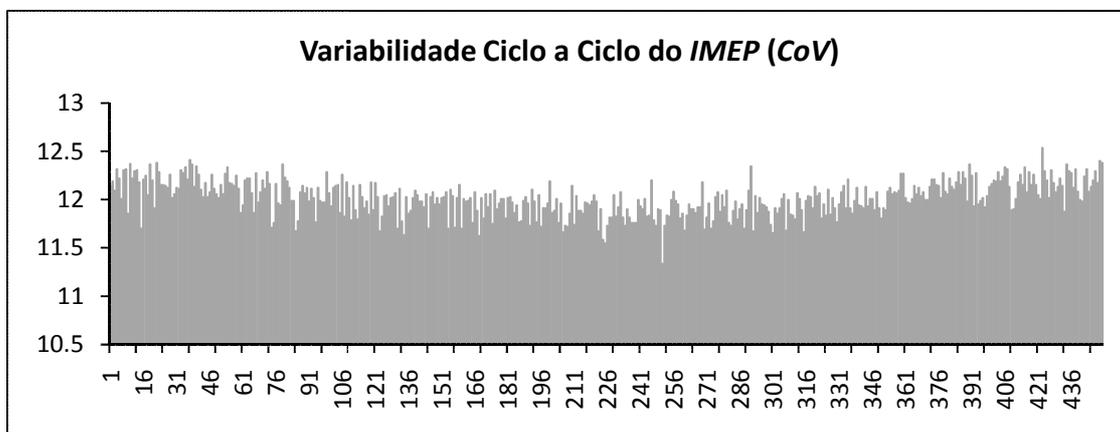


FIG. 5.21. Gráfico da Variabilidade do $IMEP$ – 82% de Carga.

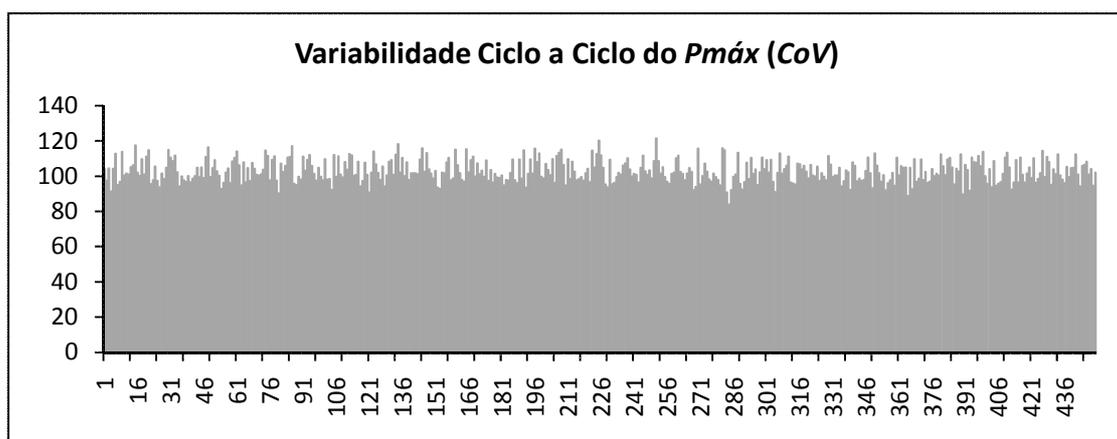


FIG. 5.22. Gráfico da Variabilidade do $P_{máx}$ – 82% de Carga.

Da figura 5.17 ao 5.22, podemos observar como varia o $P_{máx}$ e o $IMEP$ para uma mesma condição estabilizada de operação. A continuação vão ser apresentados os valores dos CoV para cada condição testada.

Tabela 5.3. Valores do CoV para $P_{m\acute{a}x}$ e $IMEP$.

Carga de Operação (%)	Min. $P_{m\acute{a}x}$ (bar)	Máx. $P_{m\acute{a}x}$ (bar)	Méd. $P_{m\acute{a}x}$ (bar)	CoV $P_{m\acute{a}x}$ (%)	Min. $IMEP$ (bar)	Máx. $IMEP$ (bar)	Méd $IMEP$ (bar)	CoV $IMEP$ (%)
27	35.80	48.06	42.01	5.08	5.00	5.64	5.34	1.97
36	44.82	59.19	52.40	5.07	6.58	7.14	6.86	1.50
46	52.18	70.71	62.64	4.91	7.98	8.70	8.30	1.76
55	58.55	81.52	73.09	4.49	8.93	9.77	9.39	1.75
63	66.16	89.68	79.77	4.87	9.55	10.14	9.81	1.11
73	76.24	101.2	88.62	4.74	10.59	11.45	11.02	1.68
82	83.79	115.5	99.69	4.94	11.62	12.63	12.17	1.31

Na tabela 5.3, podemos observar que os valores do CoV para o $P_{m\acute{a}x}$ como também do $IMEP$, para cada condição de operação testada, são menores ao 10% segundo recomendado por HEYWOOD (1988) e por CAVALCANTE (2007); assim podemos dizer que os dados tomados estão dentro da tolerância para ser considerados válidos. Sabendo que os dados experimentais são confiáveis podemos proceder com a validação do modelo computacional.

6. VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

A etapa principal do processo de desenvolvimento de um modelo computacional é a validação do mesmo com resultados experimentais e assim que os dados simulados são coerentes com a realidade.

Neste trabalho o valor da eficiência máxima de combustão adotada foi de 0.98, como mencionado no capítulo 5 (HEYWOOD, 1988), o qual é correspondente para lambda de 1.35.

Para os ângulos de início e fim da combustão foi usada a proposta de ROUSSEAU *et. al.* (1999), onde consideram que para um motor de ignição por centelha turbo carregado, o início da combustão se dá quando se tem 1% da fração mássica de combustível queimado (1% *MBF*) e o final da combustão se dá quando se tem 95% da fração mássica de combustível queimado (95% *MBF*), e sendo a que a duração da combustão é a diferença entre esses dois ângulos. Esses ângulos foram obtidos a partir da curva da fração de massa queimada fornecido pelo sistema INDICOM v2.1. Esses ângulos são usados como dados de entrada na equação de Wiebe.

Como mencionado no capítulo 8, o software utilizado para desenvolver o programa simulador foi o SIMULINK 6.5 e que foi rodado num computador INTEL Corel 2 Duo, com processador de 2.67 GHz e 3Gb de memória RAM.

Para o procedimento de validação foram adquiridos 450 ciclos por cada condição de operação e foi escolhido o ciclo com pressão máxima mais próxima ao valor médio das pressões máximas (CAVALCANTE, 2007).

A continuação serão apresentadas as simulações para cada uma das condições de operação do motor mencionadas anteriormente fazendo primeiro o ajuste da curva da fração de combustível queimado (HEYWOOD, 1988, ROUSSEAU *et. al.*, 1999).

6.1. VALIDAÇÃO DA CURVA DE PRESSÃO NO CILINDRO

Antes de validar o modelo, primeiro temos que fazer a escolha do ciclo que será validado. Na Tabela 6.1, se apresenta o ciclo escolhido para a validação em cada condição de operação testada, amostrando também as diferenças em relação aos valores médios do $P_{máx}$ e do *IMEP*:

Tabela 6.1. $P_{m\acute{a}x}$ e $IMEP$ dos ciclos escolhidos.

Carga (%)	Ciclo	$P_{m\acute{a}x}$ (bar)	Média $P_{m\acute{a}x}$ (bar)	$\Delta P_{m\acute{a}x}$ (%)	$IMEP$ (bar)	Média $IMEP$ (bar)	$\Delta IMEP$ (%)
27	83	42.04	42.01	-0.071	5.38	5.34	-0.75
36	151	52.46	52.40	-0.11	6.89	6.96	1.01
45	187	62.65	62.68	0.05	8.57	8.30	-3.25
55	275	73.07	73.09	0.01	9.54	9.39	-1.60
63	393	79.72	79.77	0.06	9.87	9.81	-0.61
73	246	88.68	88.66	-0.02	10.798	11.02	2.015
82	231	99.70	99.69	-0.01	12.391	12.17	-1.82

O segundo passo é fazer o ajuste da equação de Wiebe (equação 3.1) e dessa forma obter os coeficientes “a” e “m” que são dados de entrada do modelo, conforme foi explicado no item 3.2.1, foram utilizadas duas propostas as quais foram avaliadas com dados experimentais para assim fazer a melhor escolha. Nas figuras 6.1, 6.2 e 6.3, se apresentam os gráficos das curvas da fração de massa queimada ajustadas com as curvas experimentais:

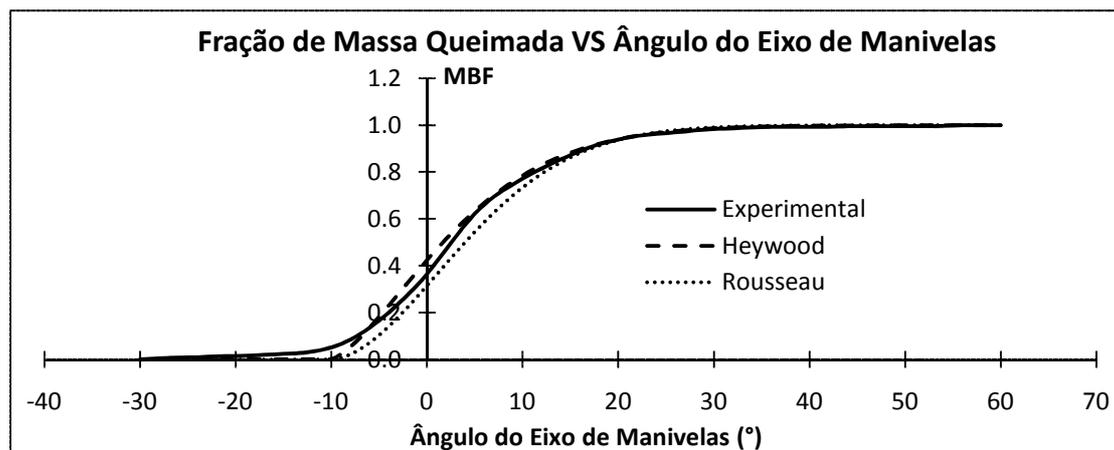


FIG. 6.1. Curva de Fração Mássica de Combustível Queimado – 27% de Carga.

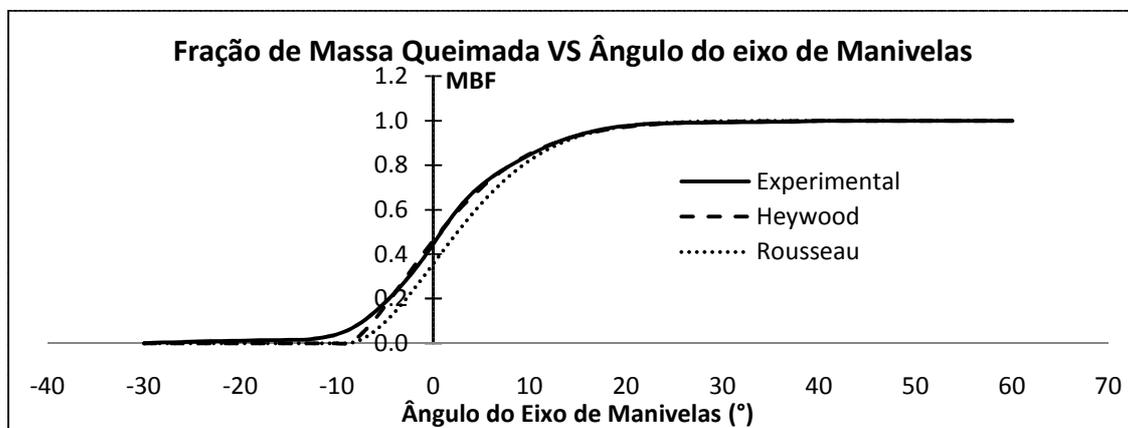


FIG. 6.2. Curva da Fração Mássica de Combustível Queimado – 55% de Carga.

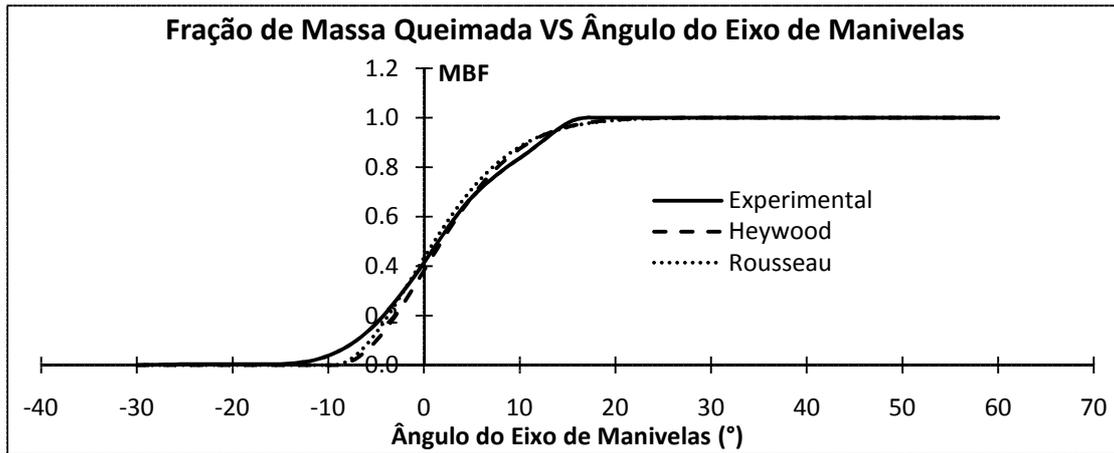


FIG. 6.3. Curva da Fração Mássica de Combustível Queimado – 82% de Carga.

Como podemos observar nas figuras 6.1, 6.2 e 6.3, ajustando os valores da proposta de HEYWOOD (1988) ficou-se mais próximo da curva experimental, enquanto que a proposta de ROUSSEAU *et. al.* (1999) só funcionou para as altas cargas de operação testadas. Na Tabela 6.2, se apresenta os valores ajustados para as duas propostas utilizadas:

Tabela 6.2. Valores de Ajuste de Wiebe.

Carga (%)	Proposta			
	Heywood		Rousseau	
	<i>a</i>	<i>m</i>	<i>a</i>	<i>m</i>
27	3	0.5	2.9957	0.8075
36	3	0.5	2.9957	0.8075
45	3	0.5	2.9957	0.8075
55	3	0.5	2.9957	0.8075
63	3	0.5	2.9957	0.8245
73	3	1	2.9957	0.8245
82	3	1	2.9957	0.8188

Utilizando os coeficientes de ajuste da equação de Wiebe, segundo a proposta de HEYWOOD (1988), podemos dar início à simulação e dessa forma poder validar o modelo em relação à pressão no interior do cilindro.

Tendo escolhido o ciclo no qual será feito a validação, em cada condição de operação testada, e conhecendo os coeficientes de ajuste da equação de Wiebe, é necessário ter os dados de entrada para o programa simulador os quais são apresentando na Tabela 6.3:

Tabela 6.3. Dados de Entrada do Programa Simulador.

Carga (%)	Rotação (rpm)	P_{adm} (bar)	T_{adm} (K)	T_p (°C)	λ (---)	V_c (m ³ /h)	θ_{ST} (°)	τ (°)	$\Delta\theta$ (°)
27	1801.3	0.902	316.4	116	1.37	29.7	18	8.8	31.53
36	1800.2	1.078	317.9	121	1.37	36.6	18	9.07	29.48
45	1798.8	1.222	317.8	129	1.35	41.2	18	9.13	29.07
55	1800.7	1.314	320.3	133	1.35	47.5	18	8.56	25.66
63	1801.0	1.942	320.9	135	1.36	51.64	18	9.42	25.64
73	1801.5	1.876	321.2	137	1.35	61.07	18	9.23	26.91
82	1799.1	2.429	322.8	138	1.35	67.7	18	8.68	24.19

Conhecendo quais são os dados de entrada do modelo, podemos dar início à simulação para as duas abordagens adotadas e dessa forma poder observar o comportamento das curvas de pressões, em relação à análise experimental. As figuras 6.4, 6.5 e 6.6, mostram os resultados da modelagem computacional para a carga mínima, a intermediária e a máxima testada:

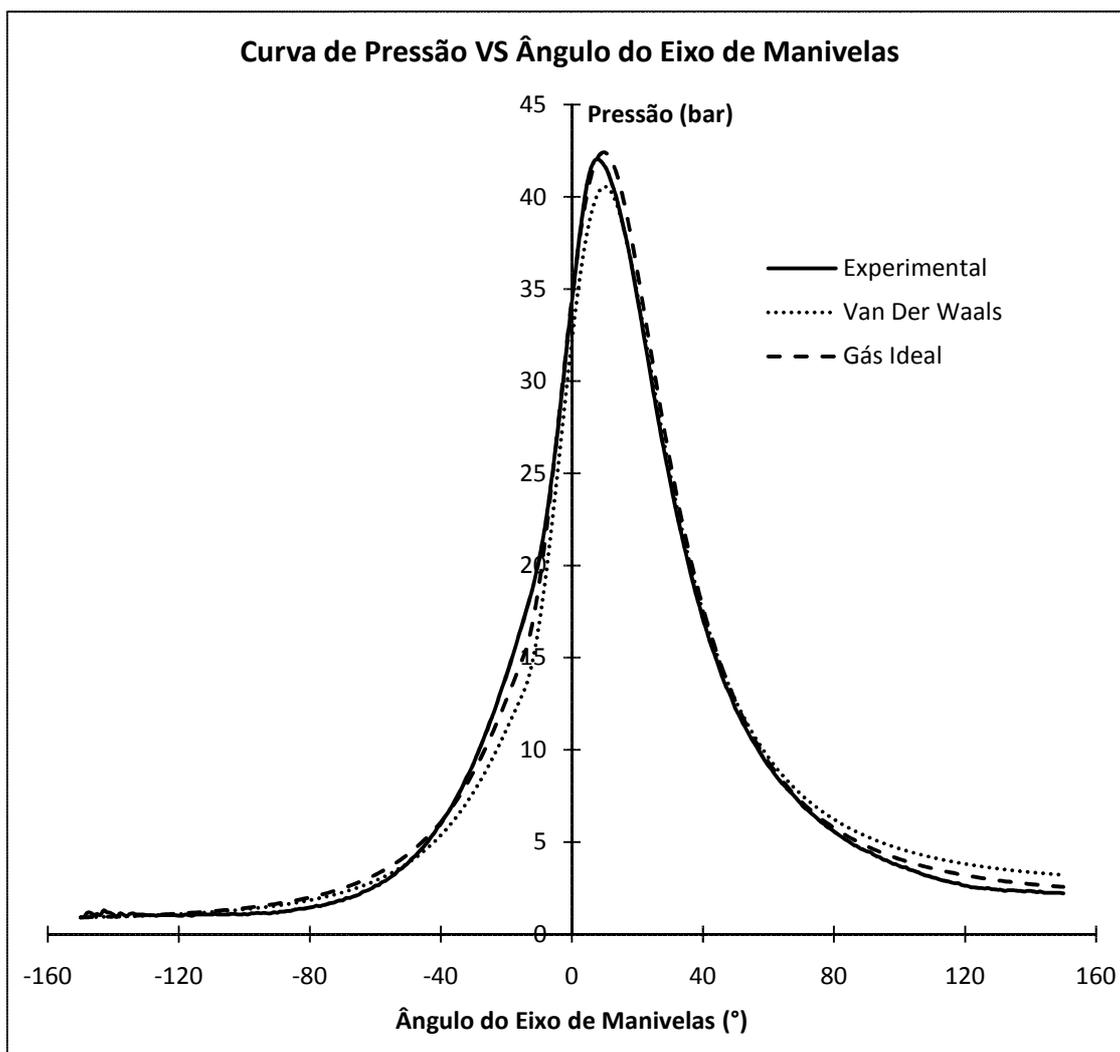


FIG. 6.4. Curva de Pressão VS Ângulo do Eixo de Manivelas – 27% de Carga.

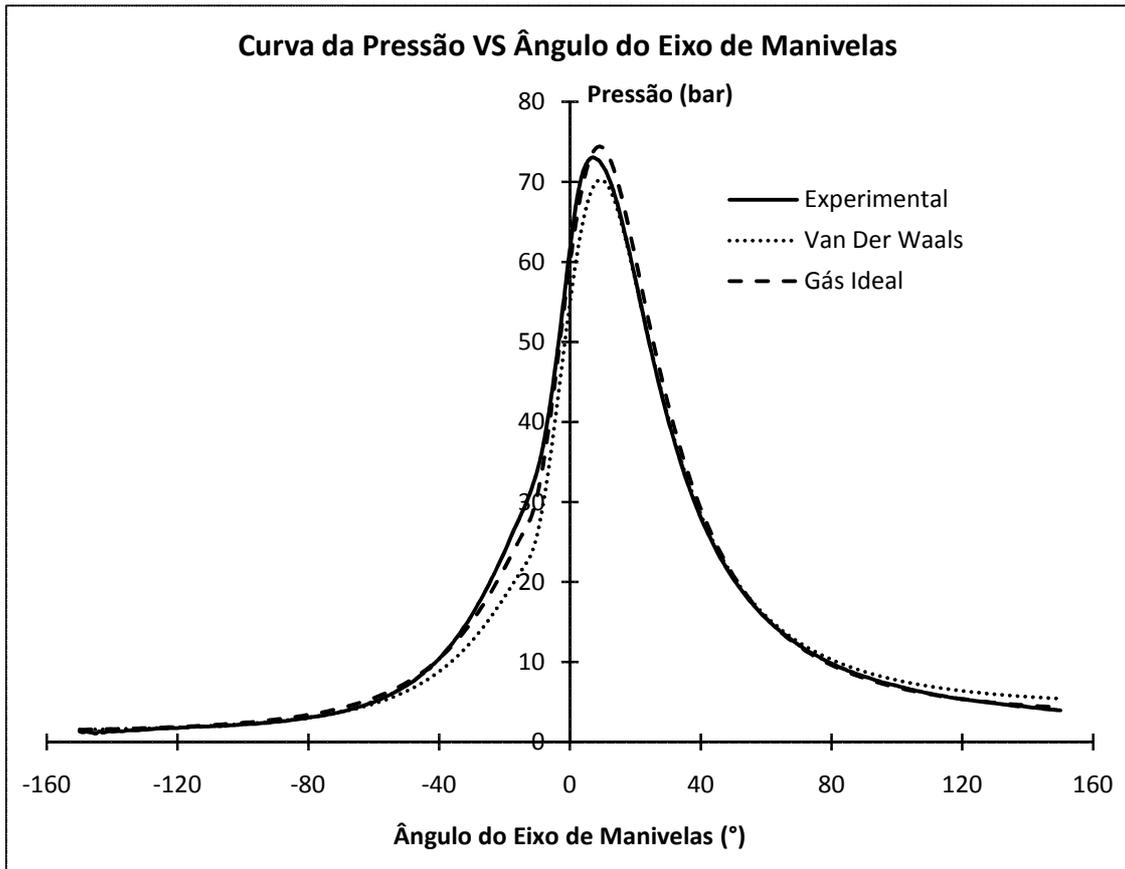


FIG. 6.5. Curva de Pressão VS Ângulo do Eixo de Manivelas – 55% de Carga.

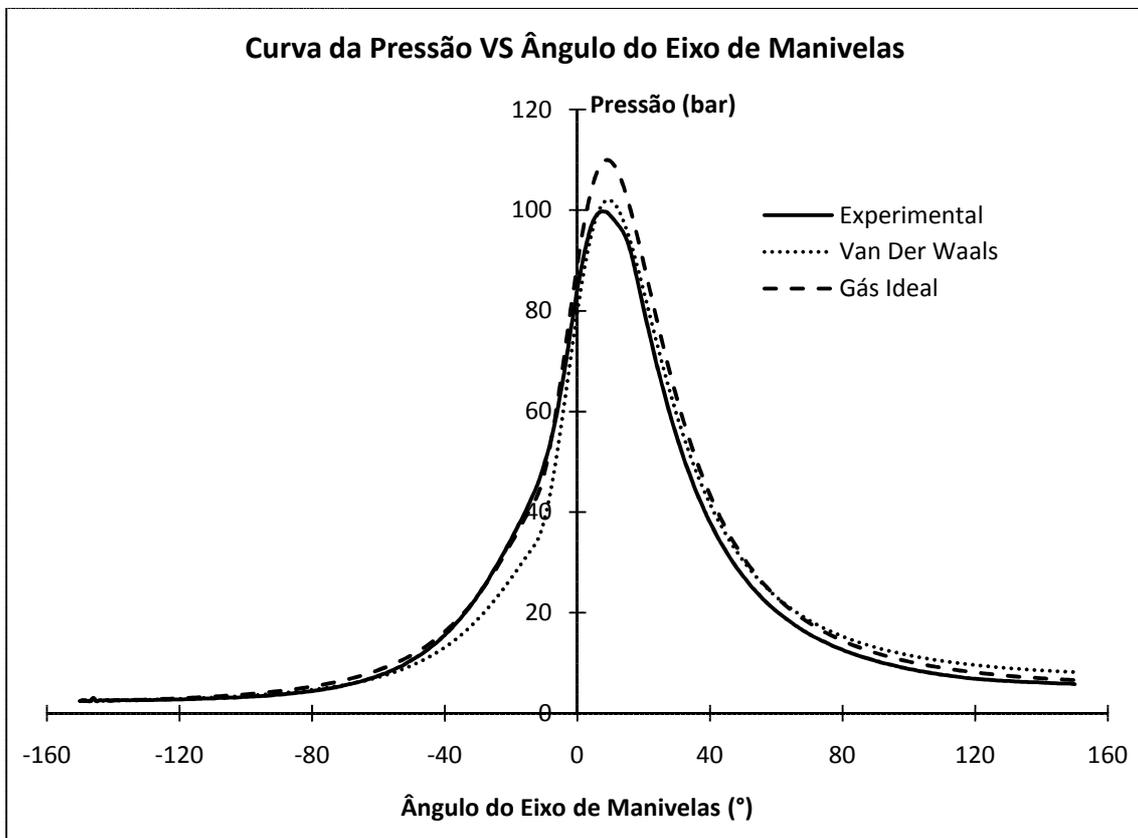


FIG. 6.6. Curva de Pressão VS Ângulo do Eixo de Manivelas – 82% de Carga.

Na Tabela 6.4 e 6.5, se apresentam alguns resultados importantes na validação para cada condição de operação:

Tabela 6.4. Comparação dos $P_{máx}$ entre Simulados e Experimental.

Carga (%)	$P_{máx}$ Exp. (bar)	$P_{máx}$ Van (bar)	$P_{máx}$ Ideal (bar)	Erro Van (%)	Erro Ideal (%)
27	42.047	40.553	42.408	3.554	-0.858
36	52.462	52.193	53.963	0.513	-2.860
45	62.652	58.433	61.744	6.734	1.449
55	73.077	70.228	74.411	3.899	-1.825
63	79.721	77.700	85.143	2.535	-6.800
73	88.677	90.361	93.959	-1.899	-5.956
82	99.69	101.97	110.00	-2.292	-10.34

Tabela 6.5. Comparação dos $IMEP$ entre Simulados e Experimental.

Carga (%)	$IMEP$ Exp. (bar)	$IMEP$ Van (bar)	$IMEP$ Ideal (bar)	Erro Van (%)	Erro Ideal (%)
27	5.38	5.915	5.907	-9.85	-9.70
36	6.89	7.53	7.45	-9.19	-8.09
45	8.57	9.18	8.37	-7.17	2.35
55	9.54	10.23	9.77	-7.23	-2.36
63	9.87	10.81	10.59	-9.52	-7.29
73	10.798	11.91	11.83	-10.30	-9.56
82	12.391	13.57	13.18	-9.52	-6.37

Na Tabela 6.4, podemos observar as diferenças das pressões fornecidas pelas duas abordagens adotadas, obtendo-se como faixa de erro, nas pressões máximas, para a Equação dos Gases Ideais entre 1.449% e -10.339% e para a equação do Gás Real de Van Der Waals na faixa de -2.29% e 6.734% sendo também que das 7 condições de operação testadas, em 4 delas a segunda abordagem ficou mais próxima do valor real. Por outro lado na Tabela 6.5 foram comparados os valores dos $IMEP$ já que assim comparamos indiretamente a trabalho indicado do cilindro, sendo que nas duas abordagens se obtiveram valores menores a 10%. Ainda assim, pode-se dizer que as duas abordagens adotadas para modelar o comportamento da mistura de gases no interior do cilindro representam razoavelmente a realidade e sendo necessário ter mais um parâmetro de validação. No Apêndice II serão apresentadas diferenças de pressões dos dados experimentais em relação ao modelo para diferentes ângulos do eixo de manivelas.

6.2. SIMULAÇÃO DE OUTRAS VARIÁVEIS

Tendo validado do modelo para ambas as abordagens propostas, agora vão ser apresentados outros resultados obtidos na simulação como são a temperatura dos gases no interior do cilindro, o calor transferido pela parede do cilindro e o trabalho indicado, sendo que essas variáveis são parte fundamental para o desenvolvimento do modelo termodinâmico. Serão apresentadas as curvas para as condições de operação de 27%, 55% e 82%:

a) 27% de Carga

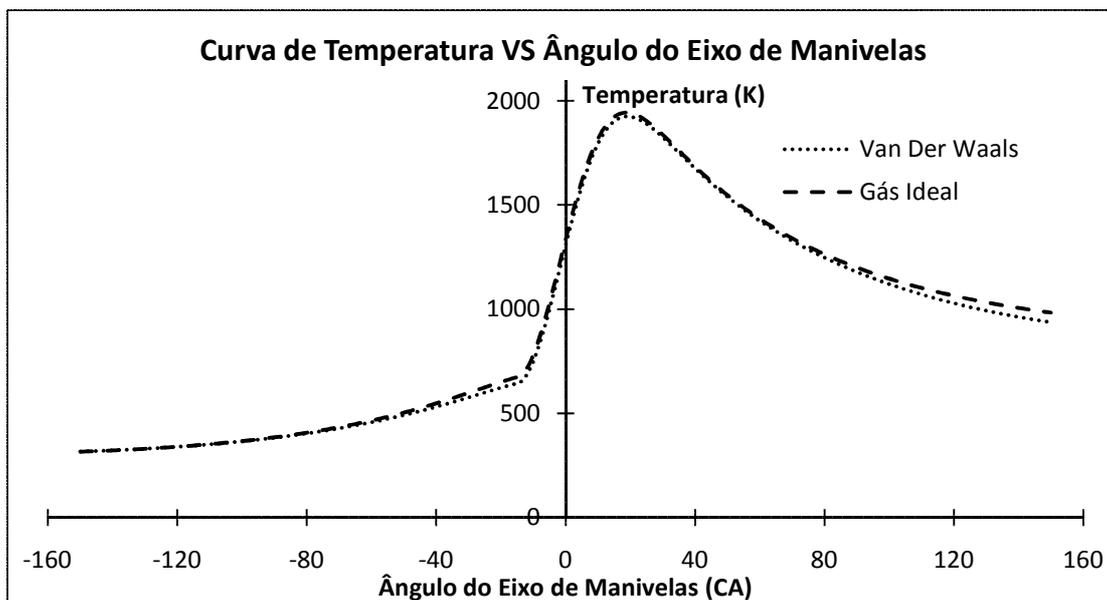


FIG. 6.7. Curva da Temperatura dos Gases no Interior do Cilindro – 27% de Carga.

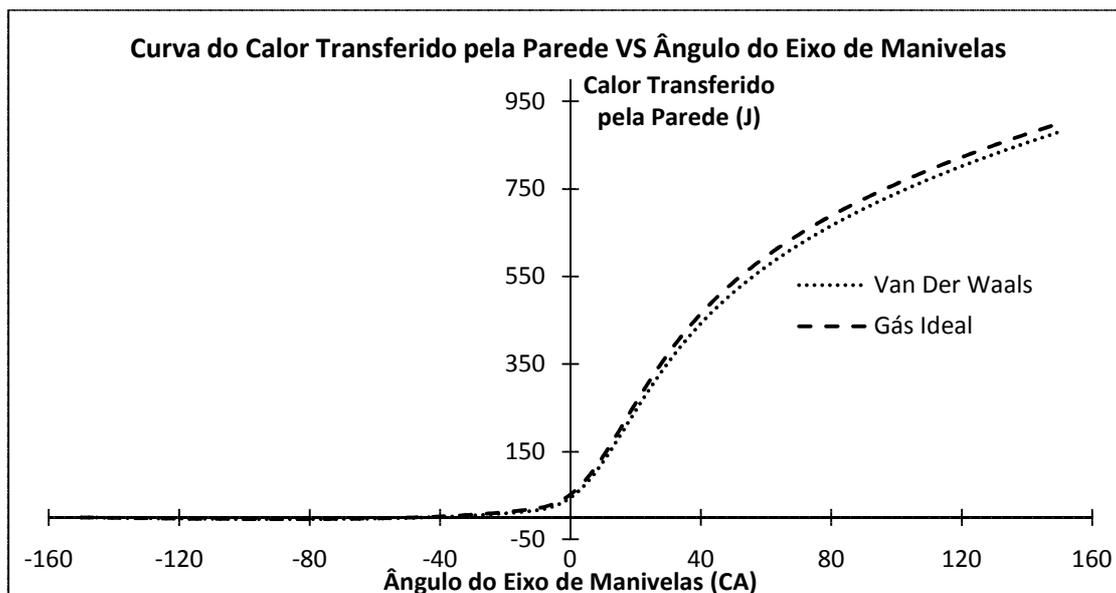


FIG. 6.8. Curva do Calor Transferido pela Parede do Cilindro – 27% de Carga.

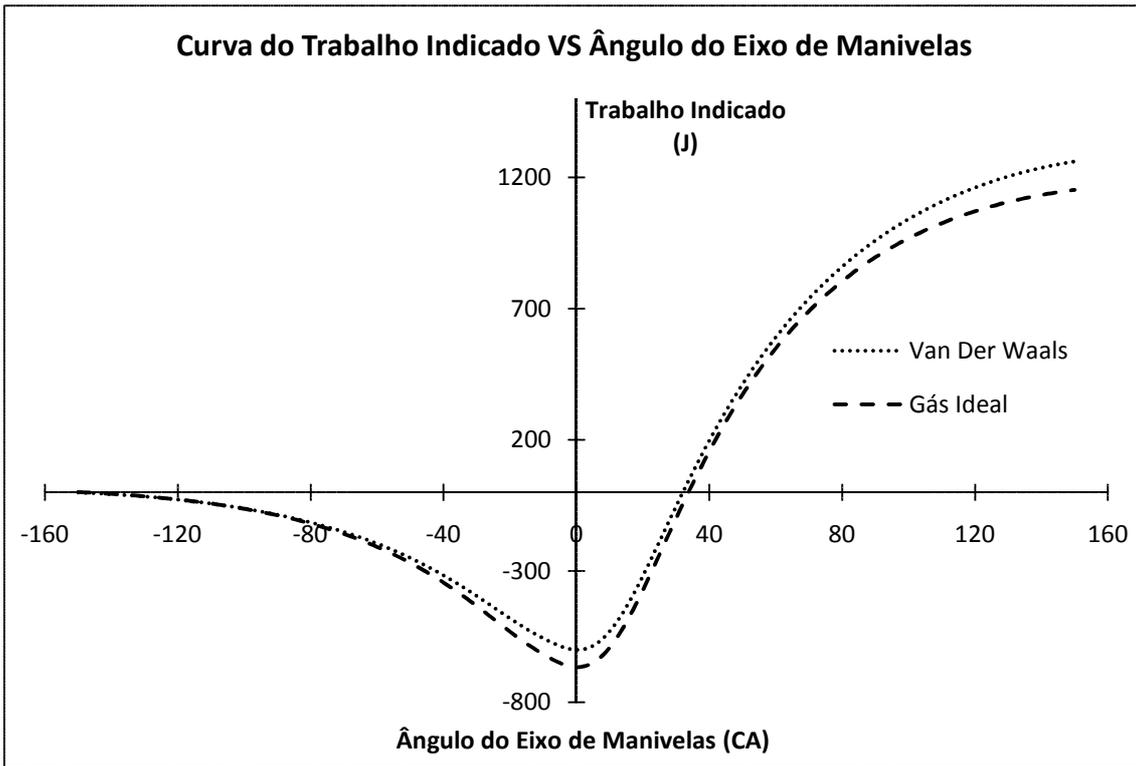


FIG. 6.9. Curva do Indicado – 27% de Carga.

b) 55% de Carga

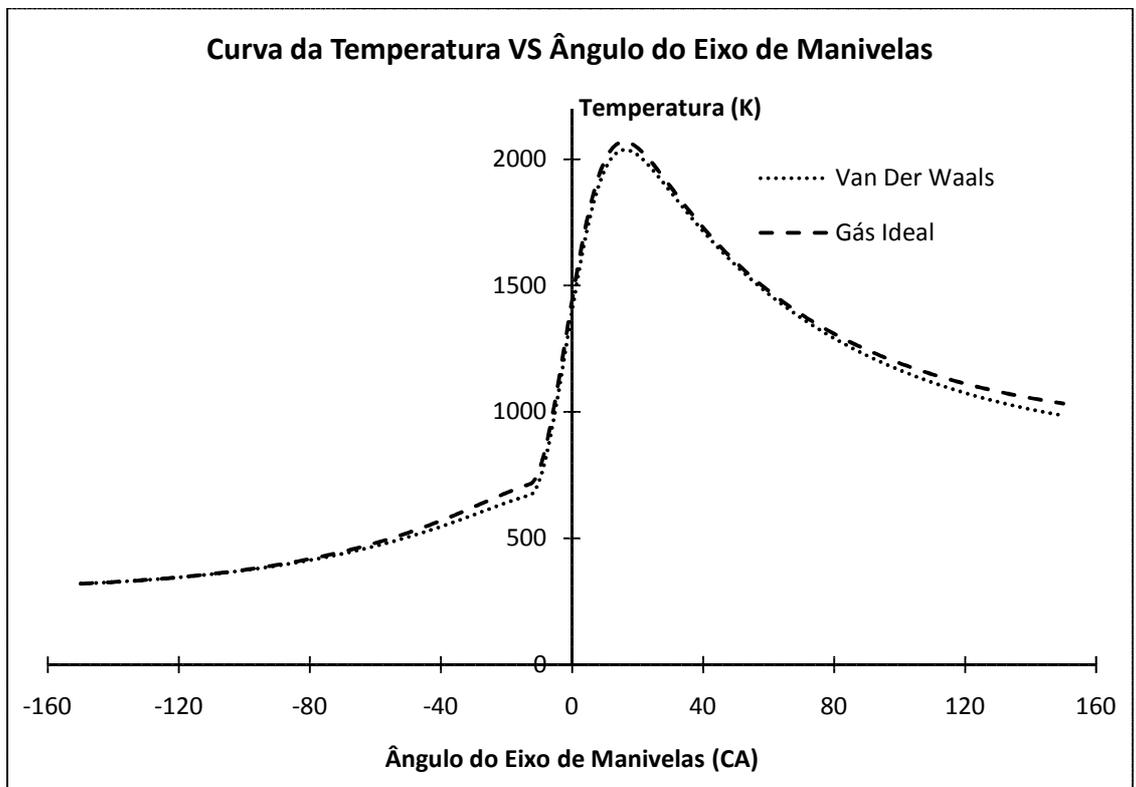


FIG. 6.10. Curva da Temperatura dos Gases no Interior do Cilindro – 55% de Carga.

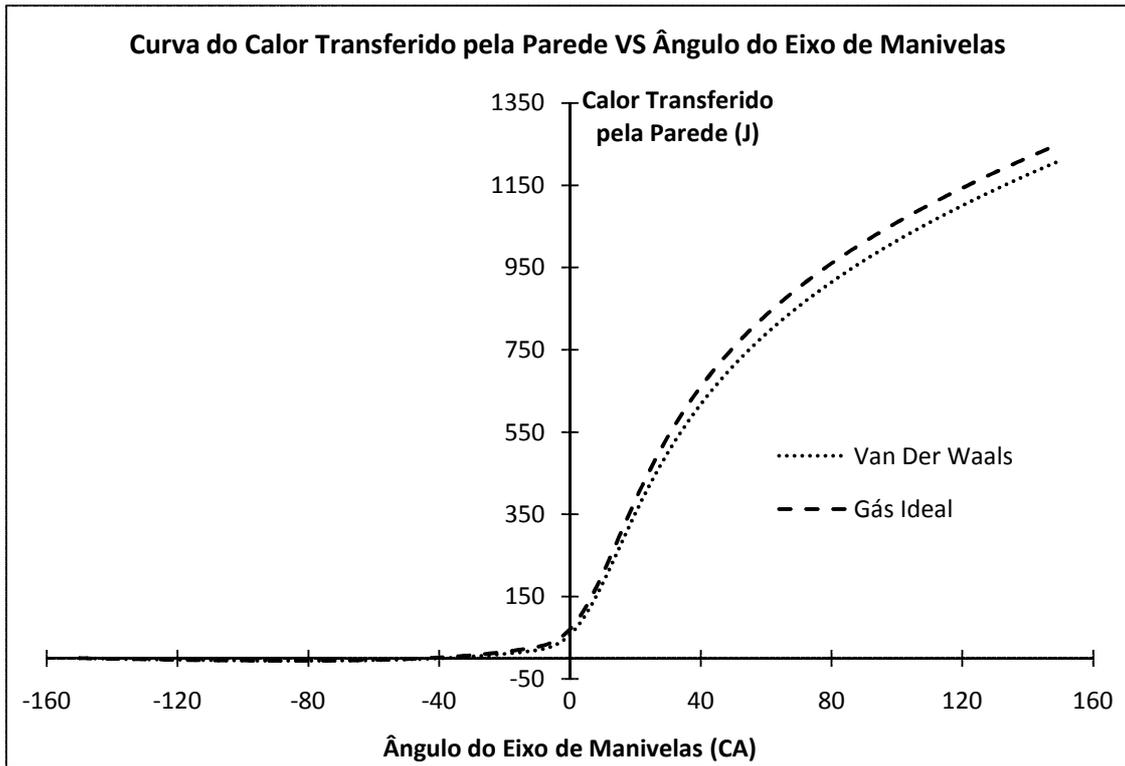


FIG. 6.11. Curva do Calor Transferido pela Parede do Cilindro – 55% de Carga.

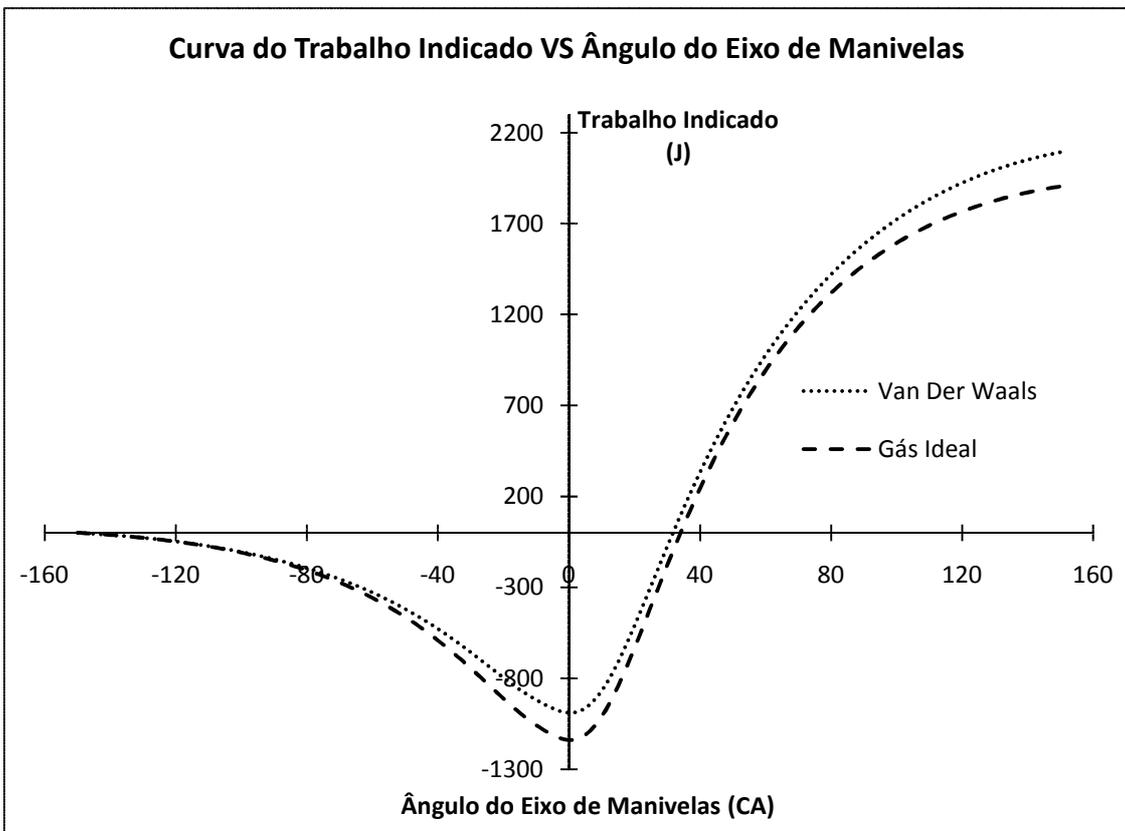


FIG. 6.12. Curva do Trabalho Indicado – 55% de Carga.

c) 82% de Carga

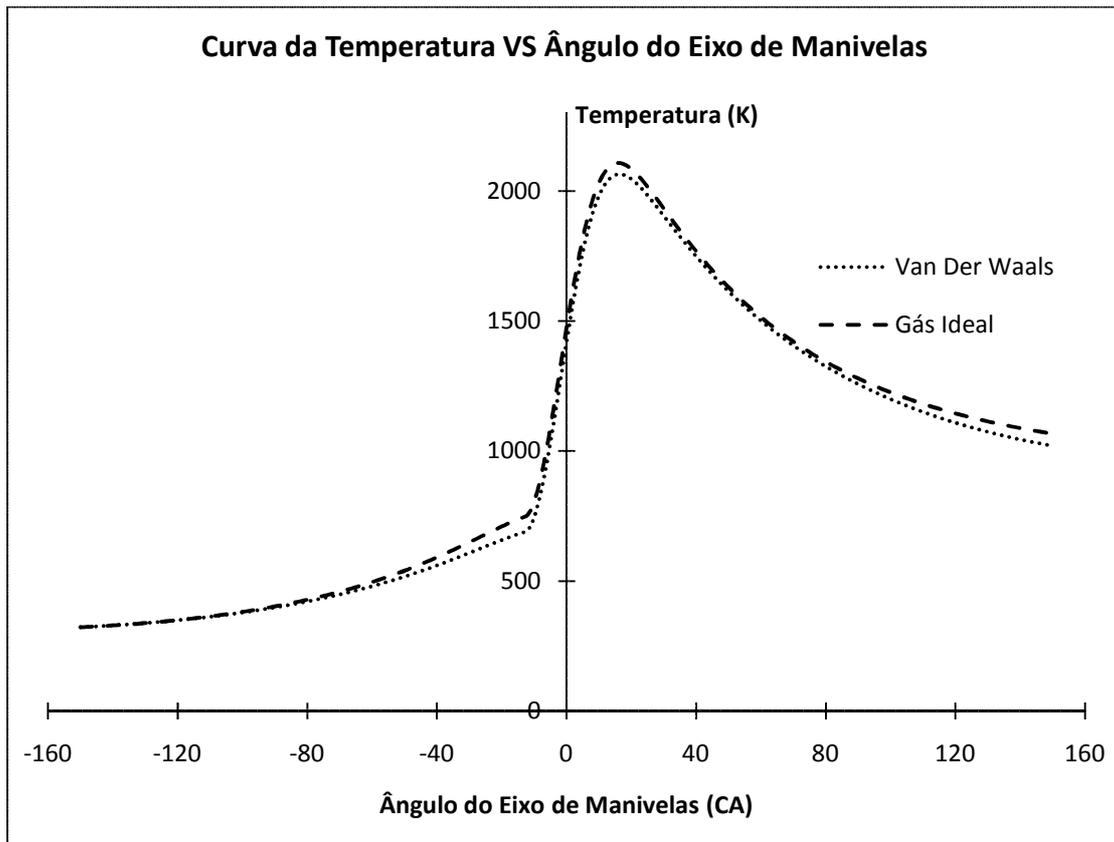


FIG. 6.13. Curva da Temperatura dos Gases no Interior do Cilindro – 82% de Carga.

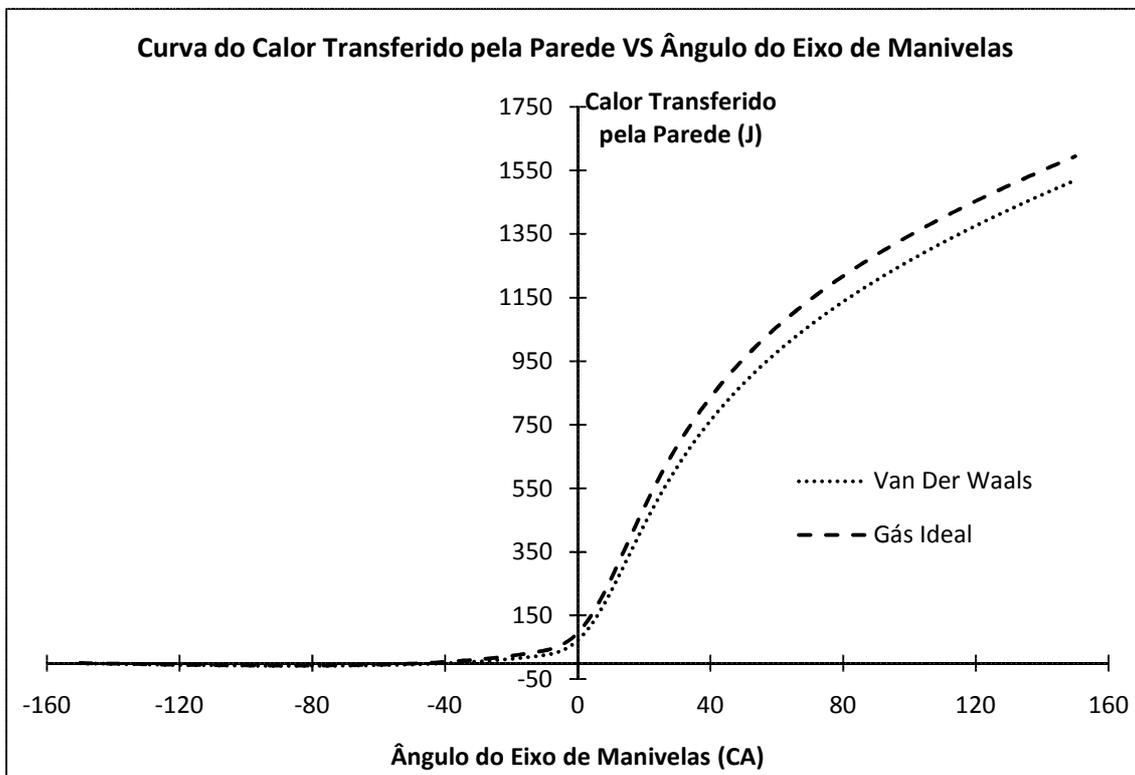


FIG. 6.14. Curva do Calor Transferido pela Parede do Cilindro – 82% de Carga.

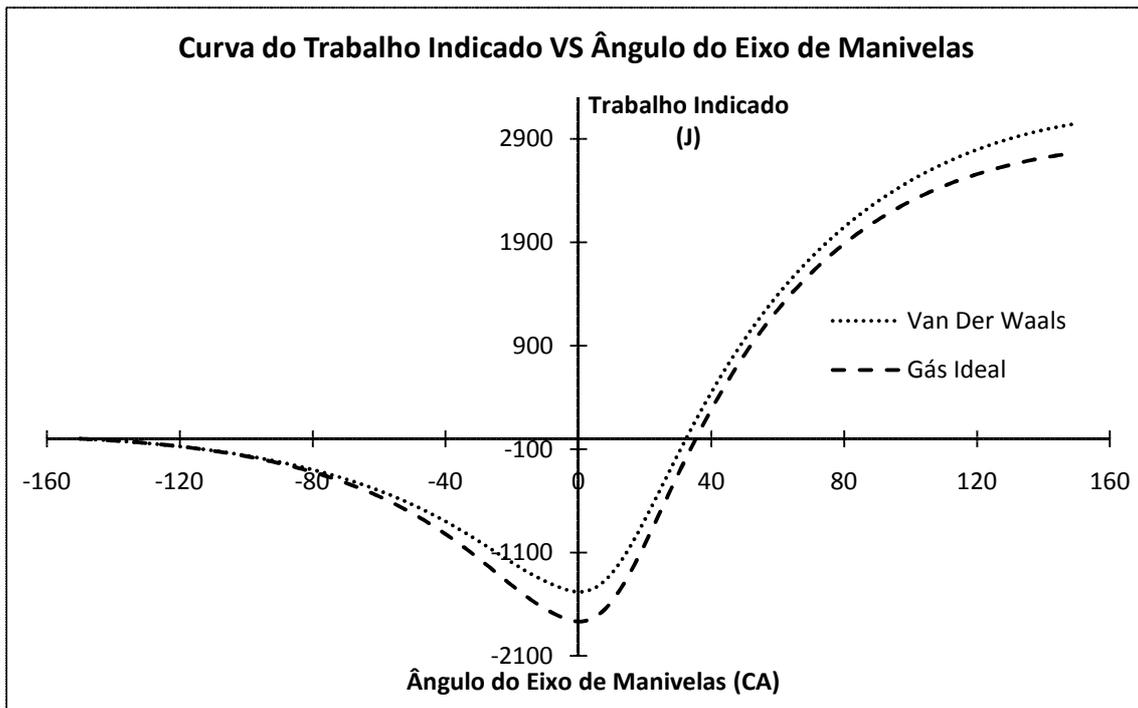


FIG. 6.15. Curva do Trabalho Indicado – 82% de Carga.

Na Tabela 6.6, se apresentam alguns resultados importantes como são a temperatura máxima, o calor total transferido pela parede do cilindro, o trabalho indicado. Na Tabela 6.7, se faz a comparação entre o valor da potencia indicada obtida pelo modelo e o valor da potencia indicada obtida experimentalmente.

Tabela 6.6. Valores da $T_{m\acute{a}x}$, Q_p e W_i simulados.

Carga (%)	$T_{m\acute{a}x}$ (K)		Q_p (J)		W_i (J)	
	Van	Ideal	Van	Ideal	Van	Ideal
27	1925	1944	880	899	1261	1152
36	1970	1988	1007	1024	1588	1453
45	1987	2013	1101	1134	1792	1633
55	2038	2069	1210	1252	2093	1905
63	2050	2098	1293	1368	2284	2066
73	2042	2067	1392	1426	2740	2502
82	2064	2108	1520	1595	3049	2767

Tabela 6.7. Comparação da Potencia Indicada.

Carga (%)	Pot_i (kW)			Erro (%)	
	Van	Ideal	Exp.	Van	Ideal
27	103.9	103.8	94.6	-9.85	-9.70
36	132.1	130.8	121.0	-9.19	-8.09
45	161.2	146.9	150.4	-7.16	2.35
55	179.7	171.5	167.6	-7.23	-2.36
63	189.9	186.1	173.4	-9.52	-7.29
73	209.3	207.9	189.8	-10.30	-9.56
82	238.2	231.3	217.5	-9.51	-6.37

Na Tabela 6.6, apresentam-se os valores máximos das variáveis fornecidos pelas duas abordagens adotadas sendo que os valores obtidos são muito próximos, esses valores tem que ser verificados experimentalmente para comprovar sua validade. Por outro lado na Tabela 6.7, a diferença entre a potencia indicada obtida pelo programa simulador comparada com a potencia indicada real não supera valores de o 10% para ambas as abordagens, atendendo assim os critérios de validação de modelos computacionais (HEYWOOD, 1988, ALLA, 2002, CAVALCANTE, 2007).

6.3. AVALIAÇÃO DAS CORRELAÇÕES

Segundo foi apresentado no item 3.2, foram encontradas na literatura algumas correlações que permitem o calculo do atraso para a ignição (ROUSSEAU *et. al.*, 1999), a duração da combustão (ROUSSEAU *et. al.*, 1999, BAYRAKTAR *et. al.*, 2004) e a temperatura da parede do cilindro (SHAW *et. al.*, 2002). Vamos fazer a avaliação dessas correlações e assim fazer o ajuste necessário que permitirão serem usadas em estudos posteriores.

6.3.1. Atraso da Ignição

Como foi mencionado no capítulo 3, ROUSSEAU *et. al.* (1999) faz a proposta de uma correlação, expressada na equação 3.6, e considerando que o inicio da combustão se dá quando se tiver 1% *MBF*. Assim avaliando a equação 3.6 com os dados experimentais obtidos temos:

Tabela 6.8. Valores fornecidos pela correlação de ROUSSEAU *et. al.*(1999)

Carga	θ_{ST}	λ	τ (°)	θ 1% MBF	τ (°)	Erro
(%)	(°)	(--)	(Rousseau)	(°)	(Experimental)	(%)
27	-18	1.37	11.77	-9.20	8.80	-33.72
36	-18	1.37	11.77	-8.93	9.07	-29.73
46	-18	1.35	11.63	-8.87	9.13	-27.41
55	-18	1.35	11.63	-9.44	8.56	-35.85
63	-18	1.36	11.70	-8.58	9.42	-24.16
73	-18	1.35	11.63	-8.77	9.23	-25.99
82	-18	1.35	11.63	-9.32	8.68	-34.07

Como podemos observar na Tabela 6.8, os valores fornecidos pela equação 3.6 quando comparados com os dados experimentais, apresentam erros maiores a 10%, com isso foi necessário fazer um ajuste simples e adequado, como amostrado a continuação:

Tabela 6.9. Ajuste da correlação de ROUSSEAU *et. al.* (1999)

Carga (%)	θ_{ST} (°)	τ (°)	τ (°)	Fator de Ajuste	τ (°)	Erro (%)
		(Rousseau)	(Experimental)		(Ajustado)	
27	-18	11.77	8.80	0.75	9.05	-2.86
36	-18	11.77	9.07	0.77	9.05	0.21
46	-18	11.63	9.13	0.78	8.95	1.99
55	-18	11.63	8.56	0.74	8.95	-4.50
63	-18	11.70	9.42	0.81	9.00	4.49
73	-18	11.63	9.23	0.79	8.95	3.08
82	-18	11.63	8.68	0.75	8.95	-3.13
			f_a	0.77		

Na Tabela 6.9, podemos observar que utilizando como fator de ajuste o valor de 0.77, na equação 3.6, os erros dos valores do atraso quando comparados com os dados experimentais são menores a 10%, com isso, podemos dizer que os valores ajustados para o atraso da ignição podem ser utilizados em futuros ensaios.

Na FIG. 6.16, apresenta-se o comportamento dos valores do atraso da ignição para cada carga de operação testada:

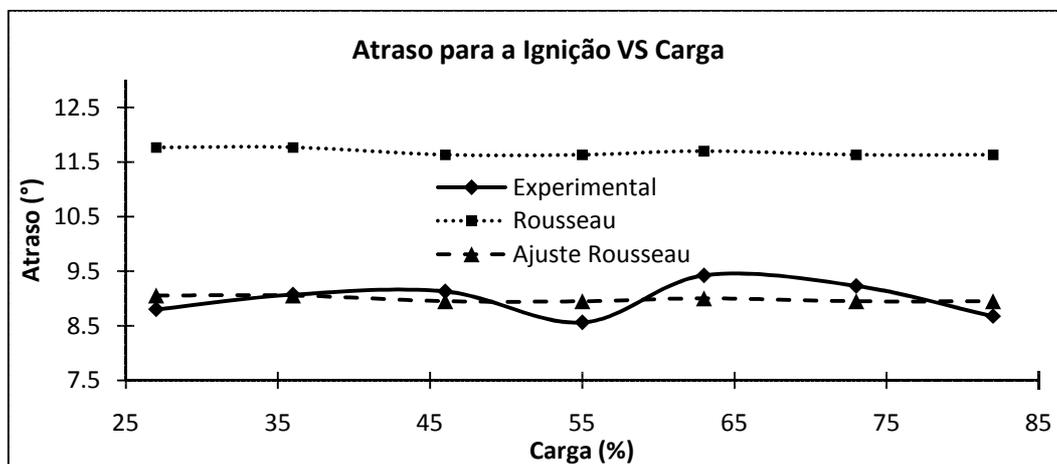


FIG. 6.16. Comportamento do atraso da ignição em função da carga.

6.3.2. Duração da Combustão

Como foi apresentado no capítulo 3, vamos a avaliar duas correlações que podem permitir o cálculo da duração da combustão (equação 5.7 e equação 5.11),

depois de ser ajustadas com os dados experimentais podemos decidir qual das duas correlações serve para nossos propósitos.

a) ROUSSEAU *et. al.* (1999)

Considera que o fim da combustão se dá quando se tiver 95% *MBF*, assim a partir da equação 3.7 temos os seguintes resultados:

Tabela 6.10. Valores fornecidos pela correlação de ROUSSEAU *et. al.*(1999)

Carga	λ	θ_{ST}	P_{ad}	C	D	A	B	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	Erro
(%)	(--)	(°)	(bar)	(--)	(--)	(--)	(--)	(Rous.)	(Exper.)	(%)
27	1.37	-18	0.902	34.33	2.70	49.73	-0.104	41.22	31.53	-30.73
36	1.37	-18	1.078	34.33	2.70	49.73	-0.104	40.29	29.48	-36.69
46	1.35	-18	1.4	34.33	2.70	49.05	-0.088	38.67	29.07	-33.03
55	1.35	-18	1.554	34.33	2.70	49.05	-0.088	38.24	25.66	-49.01
63	1.36	-18	1.942	34.33	2.70	49.39	-0.096	37.34	25.64	-45.64
73	1.35	-18	1.876	34.33	2.70	49.05	-0.088	37.46	26.91	-39.21
82	1.35	-18	2.429	34.33	2.70	49.05	-0.088	36.42	24.19	-50.56

Observando a Tabela 6.10, pode-se perceber que os valores fornecidos pela equação 3.7 têm erros maiores a 10% em relação aos resultados experimentais. Assim é necessário fazer o ajuste respectivo como será apresentado na Tabela 6.11.

Tabela 6.11. Ajuste da correlação de ROUSSEAU *et. al.* (1999)

Carga	θ_{ST}	$\Delta\theta$ (°)	$\Delta\theta$ (°)	Fator de	$\Delta\theta$ (°)	Erro
(%)	(°)	(Rousseau)	(Experimental)	Ajuste	(Ajustado)	(%)
27	-18	41.22	31.53	0.765	29.37	6.84
36	-18	40.29	29.48	0.732	28.72	2.59
46	-18	38.67	29.07	0.752	27.56	5.20
55	-18	38.24	25.66	0.671	27.25	-6.19
63	-18	37.34	25.64	0.687	26.61	-3.79
73	-18	37.46	26.91	0.718	26.70	0.79
82	-18	36.42	24.19	0.664	25.96	-7.30
				f_d	0.713	

Na Tabela 6.11, podemos observar que utilizando como fator de ajuste o valor de 0.713, na equação 3.7, os erros dos valores da duração da combustão quando comparados com os dados experimentais são menores a 10%, com isso, podemos dizer que os valores ajustados para o a duração da combustão podem ser utilizados em futuros ensaios.

b) BAYRAKTAR *et. al.* (2004)

A partir de ensaios num motor de referencia, considera condições de operação padrão e faz a proposta de uma correlação (equação 3.11), então levando em consideração os valores da condição padrão de operação, podemos ter os seguintes resultados:

Tabela 6.12. Valores fornecidos pela correlação de BAYRAKTAR *et. al.*(2004)

Carga	r	N	λ	θ_{ST}	f_1	f_2	f_3	f_4	$\Delta\theta$	$\Delta\theta$	Erro
(%)	(--)	(RPM)	(--)	(°)	(--)	(--)	(--)	(--)	(Bay.)	(Exper.)	(%)
27	11	1801.3	1.37	-18	0.69	1.71	1.42	0.99	39.84	31.53	-26.35
36	11	1800.2	1.37	-18	0.69	1.71	1.42	0.99	39.82	29.48	-35.07
46	11	1798.8	1.35	-18	0.69	1.71	1.40	0.99	39.11	29.07	-34.54
55	11	1800.7	1.35	-18	0.69	1.71	1.40	0.99	39.15	25.66	-52.56
63	11	1801	1.36	-18	0.69	1.71	1.41	0.99	39.49	25.64	-54.03
73	11	1801.5	1.35	-18	0.69	1.71	1.40	0.99	39.16	26.91	-45.52
82	11	1799.1	1.35	-18	0.69	1.71	1.40	0.99	39.12	24.19	-61.71

Observando a Tabela 6.12, pode-se perceber que os valores fornecidos pela equação 3.11 têm erros maiores a 10% em relação aos resultados experimentais. Assim é necessário fazer o ajuste respectivo como será apresentado na Tabela 6.13.

Tabela 6.13. Ajuste da correlação de BAYRAKTAR *et. al.* (2004)

Carga	θ_{ST}	$\Delta\theta$ (°)	$\Delta\theta$ (°)	Fator de	$\Delta\theta$ (°)	Erro
(%)	(graus)	(Bayraktar)	(Experimental)	Ajuste	(ajustado)	(%)
27	-18	39.84	31.53	0.791	27.80	11.82
36	-18	39.82	29.48	0.740	27.79	5.74
46	-18	39.11	29.07	0.743	27.30	6.10
55	-18	39.15	25.66	0.655	27.32	-6.47
63	-18	39.49	25.64	0.649	27.56	-7.50
73	-18	39.16	26.91	0.687	27.33	-1.56
82	-18	39.12	24.19	0.618	27.30	-12.86
			f_d	0.698		

Na Tabela 6.13, podemos observar que utilizando como fator de ajuste o valor de 0.698, na equação 3.11, os erros dos valores da duração da combustão na maioria das cargas são menores de 10%, quando comparados com os dados experimentais, com a exceção da mínima e máxima carga de operação, podemos dizer então que os valores ajustados para o a duração da combustão, segundo a equação 3.11,

podem ser utilizados, mas tendo o devido cuidado no momento de seleção das cargas de operação.

Agora tendo feito o ajuste respectivo das equações 3.7 e 3.11, em relação ao cálculo da duração da combustão, podemos comparar as duas correlações e decidir qual das duas funciona melhor para nosso caso, então na FIG. 6.17 vamos poder observar as tendências das curvas e assim poder decidir melhor.

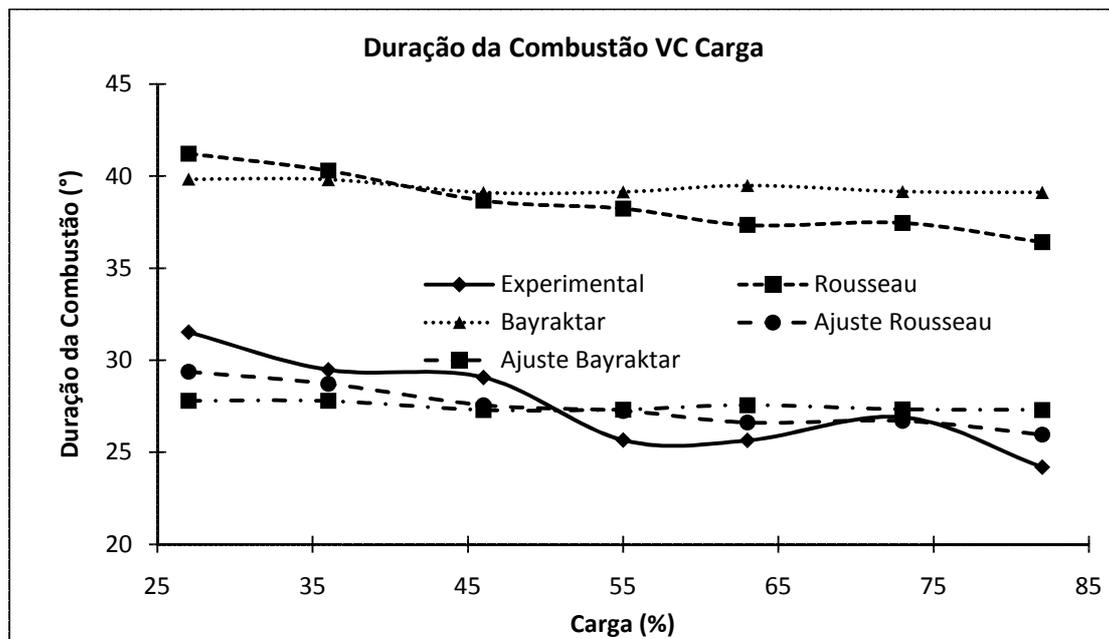


FIG. 6.17. Comportamento da duração da combustão em função da carga.

Da FIG. 6.17, podemos observar que a correlação ajustada de ROUSSEAU *et al.* (1999), acompanha melhor aos dados experimentais, com isso para futuros trabalhos é recomendável utilizar a equação 3.7 ajustada.

6.3.3. Temperatura da Parede do Cilindro

Como sabemos bem, para a medição da temperatura da parede tem que se instalar um sensor termopar tipo K e para isso é necessário a furação do cabeçote do cilindro. As vezes pela falta de espaço no cabeçote não é possível a instalação desse tipo de sensores, então a medição da temperatura nesses casos é inviável para isso, SHAW *et al.* (2002) fez a proposta de uma correlação para o cálculo da temperatura da parede do cilindro, para motores ICE naturalmente aspirados, a partir da medição de outras variáveis de operação do motor (equação 3.33). Assim, essa correlação será avaliada e ajustada para o nosso caso para no futuro poder ser utilizada em outro tipo de testes. A Tabela 6.14 apresenta os resultados fornecidos pela equação 3.33 sem ajustes.

Tabela 6.14. Valores fornecidos pela correlação de SHAW *et. al.*(2002)

Carga	N	T_a	T_p (°C)	T_p (°C)	Erro
(%)	(RPM)	(°C)	(Shaw)	(Experimental)	(%)
27	1801.3	76.1	87.89	116	24.23
36	1800.2	77.3	89.22	121	26.27
46	1798.8	76.2	88.83	129	31.14
55	1800.7	77.8	90.48	133	31.97
63	1801	77.8	90.85	135	32.70
73	1801.5	77.9	91.39	137	33.29
82	1799.1	77.8	91.71	138	33.54

Podemos observar na Tabela 6.14, que os dados fornecidos pela equação 3.33 apresentam erros maiores de 10% em relação aos dados experimentais, isso pode ser devido a que essa correlação foi desenvolvida para um motor naturalmente aspirado e no nosso caso o motor de teste era turbo carregado. Então é necessário fazer um ajuste para essa equação, a Tabela 6.15 apresenta os valores ajustados.

Tabela 6.15. Ajuste da correlação de SHAW *et. al.* (2002)

Carga	T_p (°C)	T_p (°C)	Fator de	T_p (°C)	Erro
(%)	(Shaw)	(Experimental)	Ajuste	(ajustado)	%
27	87.89	116	1.320	126.666	-9.194
36	89.22	121	1.356	128.578	-6.262
46	88.83	129	1.452	128.014	0.764
55	90.48	133	1.470	130.393	1.960
63	90.85	135	1.486	130.926	3.018
73	91.39	137	1.499	131.703	3.866
82	91.71	138	1.505	132.170	4.225
		f_p	1.441		

Na Tabela 6.15 podemos observar que quando é utilizado o fator de ajuste de 1.441, os valores da temperatura da parede do cilindro apresentam erro menor de 10% quando comparados com os dados experimentais, assim esses valores podem ser utilizados em trabalhos futuros onde não possa ser instalado o sensor termopar. Na FIG. 6.18, podemos observar o comportamento da temperatura da parede do cilindro em função da carga do motor.

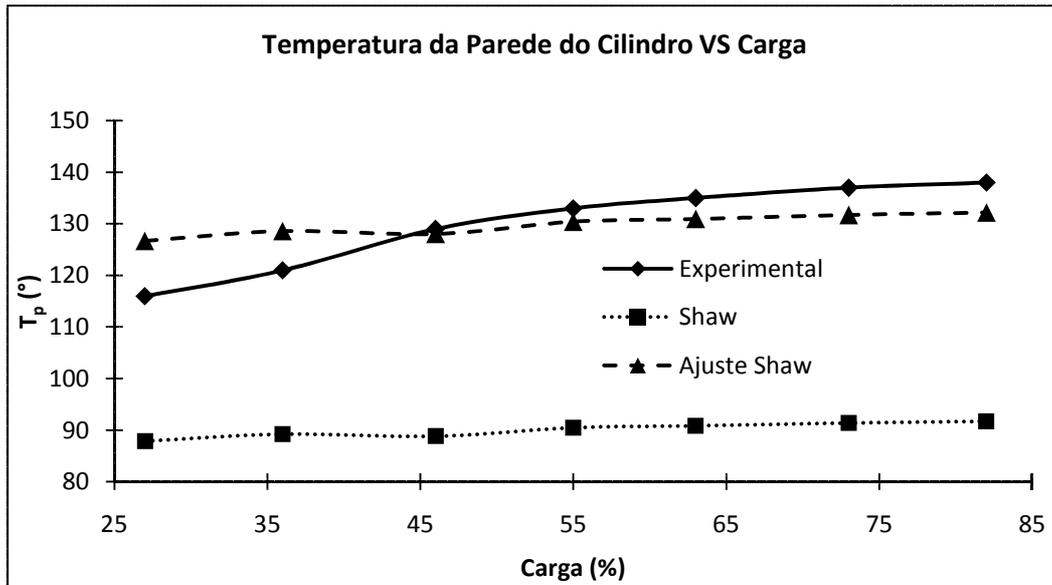


FIG. 6.18. Comportamento da temperatura da parede do cilindro em função da carga.

7. CONCLUSÕES:

Da pesquisa bibliográfica podemos concluir que a modelagem zero – dimensional ainda tem muita aplicabilidade na questão de modelagem de motores em relação ao estudo dos parâmetros de desempenho.

Observamos que para ajustar a curva de massa queimada, teve-se que ir ajustando os valores recomendados por HEYWOOD (1989), enquanto que a proposta de ROUSSEAU *et. al.* (1999) só funcionou para as altas cargas de operação testadas.

As duas abordagens adotadas para o desenvolvimento do programa simulador representaram satisfatoriamente os dados experimentais obtendo-se erros menores aos 10%, em relação às pressões máximas como também nas potencias indicadas, segundo recomendando por HEYWOOD (1988) e CAVALCANTE (2007); sendo que nas pressões máximas a equação de Van Der Waals chegou mais próxima da experimental em 4 condições de operação das 7 testadas. Por outro lado, a equação dos Gases Ideais esteve mais próxima em relação a potencia indicada, em todas as condições de operação testadas.

Em relação às correlações, encontradas na literatura, para o cálculo do atraso da ignição, duração da combustão e da temperatura da parede do cilindro, tiveram que ser ajustadas para assim poder utilizá-las em ensaios futuros; e no caso especial da duração da combustão observou-se que a equação ajustada de ROUSSEAU *et. al.* (1999) acompanha melhor aos dados experimentais.

Em relação aos valores das variáveis simuladas, pode-se observar que as duas abordagens forneceram resultados muito próximos os quais devem ser comparados com dados experimentais para verificar sua validade.

As metodologias empregadas nos ensaios experimentais e nas simulações se mostraram adequadas para atingir os objetivos deste trabalho.

É necessário fazer a calibração dos instrumentos antes de fazer as medições nos ensaios.

O uso do software SIMULINK 6.5 para o desenvolvimento do programa simulador demonstrou ser eficiente já que fornecia resultados rapidamente.

7.1. TRABALHOS FUTUROS:

Fazer o estudo da variação do avanço para a ignição e com isso poder avaliar o ângulo apropriado para obter o máximo torque, esse estudo vai junto com o estudo do empobrecimento da mistura *AC* e a variação da razão compressão do motor (até encontrar o valor ótimo) devido ao alto número de octano do gás natural.

Fazer o estudo de predição das emissões do motor, utilizando um modelo quase-dimensional, desenvolvendo assim um modelo de combustão turbulenta e utilizando a cinética química para o cálculo das emissões de *NO* e *CO*.

Desenvolver correlações específicas para o cálculo do atraso para a ignição, duração da combustão e a temperatura da parede do cilindro e assim poder utilizá-las em casos onde não possam ser instalados sensores.

Desenvolver um modelo que possa simular os processos de admissão e exaustão dos gases do cilindro já que com isso pode-se definir quais são os ângulos apropriados para as aberturas e fechamentos das válvulas de admissão e escape.

Fazer o estudo dos gases de recirculação no processo de admissão, já que segundo a bibliografia pesquisada, isso permite um maior controle das emissões do motor.

Fazer o estudo do ciclo dual do motor diesel, onde o gás natural substitui ao óleo diesel até um 85% (em volume), injetando-se o óleo diesel como combustível piloto para dar início à combustão.

Fazer testes para diferentes composições do gás natural, além disso, medir também a curva de pressão em outros cilindros e dessa forma poder verificar melhor o modelo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABU-NADA, E., AL-HINTI, I., AKASH, B., AL-SARKHI, A., 2007. “Thermodynamic Analysis of Spark-Ignition Engine using a Gas Mixture Model for the Working Fluid”. *International Journal of Energy Research*, v.31, n. 6 (Jun), pp. 1031-1046.
- AGUDELO, JOHN, BEDOYA, IVAN, MORENO, RICARDO, 2005. “*Comparación del Funcionamiento Mecánico, Termodinámico y Ambiental de Motores Operando con Gasolina y Gas Natural de La Guajira*”. Tesis de M.Sc. Universidad de Antioquía. Medellín-Colombia.
- AKANSU, S. ORHAN, KAHRAMAN, NAFIZ, ÇEPER, BILGE, 2007. “Experimental Study on a Spark Ignition Engine Fuelled by Methane-Hydrogen Mistures”. *International Journal of Hydrogen Energy*, v.43, (May), pp. 4279 – 4284.
- ALLA, ABD, 2002. “Computer Simulation of a Four Stroke Spark Ignition Engine”. *Energy Conversion and Management*, v.43, n. 8 (May), pp. 1043-1061.
- ANDERSON, 2005. “*Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines*”. Thesis M.Sc. Linköping University, Sweden.
- BAKAR, ROSLI ABU, AZIZ, AZHAR ABDUL, YEE, LOW CHENG, LEE, CHONG CHIN, 2005. “*Simulation Analysis on Engine Performance for Spark Ignition Engine*”. Automotive Development Centre. Fakulti Kejuruteraan Mekanikal. Universiti Teknologi Malaysia.
- BASTOS MACHADO, GUILHERME, CAVALCANTE, TADEU, FIGUEREIDO MOREIRA, MARCIA, ANIELLO IACCARINO, FERNANDO, RIEMKE DE CAMPOS, RAFAEL, 2006. “*Ônibus Urbano a Gás Natural - Rotas Tecnológicas - Desafios e Oportunidades no Brasil*”. Rio de Janeiro - Brasil.
- BAYRAKTAR, HAKAN, DURGUN, ORHAN, 2004. “Development of an Empirical Correlation for Combustion Durations in Spark Ignition Engines”. *Energy Conversion and Management*, v.45, n.5 (Sep), pp. 1419–1431.
- BEROUN, S, BLAZEK, J, HAJEK, T, SALHAB, Z, 2000. “*Thermodynamics of Working cycle of Spark-Ignition Engine with Engineering Simplifying*”. Technical University of Liberec. Hálkova – República Checa.

- BRADLEY, DEREK, HEAD, R.A., 2006. “Engine Autoignition: The Relationship between Octane Numbers and Autoignition Delay Times”. *Combustion and Flame*, v.147, n.6 (Jun), pp. 171–184.
- BRITISH STANDARD, 2000. Natural Gas - Designation of the Quality of Natural Gas for Use as a Compressed Fuel for Vehicles.
- CABRAL, PAULO, 2004. “*Erros e Incertezas nas Medições*”. Instituto Eletrotécnico Português.
- CATON, J. A., 2001. “A Multiple-Zone Cycle Simulation for Spark-Ignition Engines: Thermodynamic Details”, Fall Technical Conference of the ASME-ICED, Argonne, IL, USA, September.
- CAVALCANTE, TADEU, 2006. “Incerteza de Medição em Ensaios de Emissões Veiculares – Proposta de Metodologia de Calculo”. Petrobras – Cenpes.
- CAVALCANTE, TADEU, 2007. “*Modelagem Termodinâmica de um Motor do Ciclo Otto tipo FLEX FUEL, funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural*”. Tese de M.Sc. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro - Brasil.
- CHANCHAONA, SOMCHAI, CHAIORANAN, ARTHIT, SAENGDUANCHAY, SINEE, DECHANUWONG, VISES, 2004. “*A Comparative Study of Emissions from Dedicated Natural Gas and Diesel Engines*”. Combustion and Engines Research Laboratory. King Mongkut’s Institute of Technology Thonburi. Bangkok-Thailand.
- CHO, HAENG MUK, HE, BANG-QUAN, 2007. “Spark Ignition Natural GAS Engine – A Review”. *Energy Conversion and Management*, v.48, n.5 (May), pp. 608–618.
- CORRADINI, FERNANDO; 2005. “*Efeito da Temperatura do Líquido de Arrefecimento na Produção de Emissões Poluentes de Motor de Ignição por Faísca*”. Tese de M.Sc. Universidade de São Paulo. São Paulo-Brasil.
- DA SILVA, L.L.C., 1992. “*Simulação dos Processos Termodinâmicos em Motores de Combustão Interna*”. Tese de M.Sc., Politécnica USP, Engenharia Mecânica. São Paulo- Brasil.
- EBRAHIMI, RAHIM, 2010. “Effects of Gasoline-Air Equivalence Ratio on Performance an Otto Engine”. *Journal of American Science*, v.6, n.2, pp. 131-135.
- EGUSQUIZA, J.C., BRAGA, S.L., BRAGA, C.V.M., 2009. “*Performance and Gaseous Emissions Characteristics of a Natural Gas/Diesel Dual Fuel*

- Turbocharged and Aftercooled Engine*". Departamento de Engenharia Mecânica. Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro – Brasil.
- FARIAS JUNIOR, FELIX SEVERINO, 2004. “*Modelagem e Simulação Dinâmica de um Combustor de Gás Natural em Leito Fluidizado*”. Tese de M.Sc. Universidade Federal de Pernambuco. Pernambuco - Brasil.
- GONZALEZ, ESTEBAN, DUQUE, JORGE, 2001. “*Simulación Termodinámica Quase-Dimensional de un Motor de Combustión Interna Monocilíndrico de cuatro tiempos encendido por chispa trabajando con gasolina*”. Tesis de M.Sc. Escuela Superior Politécnica Del Litoral. Santa Fe – Argentina.
- HERNANDEZ PEREIRA, RICARDO, 2006. “*Avaliação Experimental e Previsão do Desempenho de Motores Diesel Consumindo Gás Natural*”. Tese de D.Sc. Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro - Brasil.
- HEYWOOD, J. B., 1988. “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”. 1 ed., New York - USA, McGraw-Hill.
- HEYWOOD, J. B., 1976. “Pollutant Formation and Control in Spark-Ignition Engines”. *Energy Combustion Science*, v. 1, pp. 135-164.
- HOLMAN, J. P., GADJA, W. J. JR., 1989. “*Experimental Methods for Engineers*”. 1 ed., New York – USA, McGraw-Hill.
- HOURI JAFARI, HAMED, FARHANIEH, BIJAN, 2002. “*Thermodynamics Analysis of Replacing Gas Oil with Natural Gas in Diesel Engines*”. Institute for International Energy Studies.
- IBRAHIM, AMR, BARI, SAIFUL, 2009. “Effect of Varying Compression Ratio on a Natural Gas SI Engine Performance in the Presence of EGR”. *Energy Fuels*, v.23, pp. 4949-4956.
- KUO, KENNETH KUAN-YUN, 1986. “*Principles of Combustion*”. 1 ed., New York - USA, J. Wiley & Sons.
- KUSAKA, JIN, DAISHO, YASUHIRO, KIHARA, RYOJI, SAITO, TAKESHI, NAKAYAMA, SHIGEKI, 1998. “Combustion and Exhaust Gas Emissions Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas”. *JSAE Review*, v.21, pp. 489-496.
- LANZAFAME, R., MESSINA, M., 2002. “Experimental data Extrapolation by Using V order logarithmic, Spring Technical”. *Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, 2002-ICE-458, ICE Vol. n.38, pp.147-153, Illinois – USA.*

- LAPUERTA, MAGIN, BALLESTEROS, ROSARIO, AGUDELO, JOHN R., 2006. "Effect of the Gas Equation on the Thermodynamic Diagnostic of Diesel Combustion". *Applied Thermal Engineering*, v.26, pp. 1492–1499.
- MANTILLA, JUAN, AGUIRRE, BORYS, SARMIENTO, LUIS, 2008." Evaluación Experimental de un Motor de Encendido por Chispa que utiliza Biogás como Combustible". *Revista Ingeniería e Investigación*, v.22, n.2 (Aug), pp. 131-141.
- MARINHO SILVA, JOSÉ AUGUSTO, 2005. "Impactos Ambientais do Automóvel" *Análise Numérica do Ciclo Termodinâmico de um Motor de 170 kw Operando a Gás Natural*". Tese de M.Sc., Universidade de São Paulo. São Paulo - Brasil.
- MASSA, C.V.C., 1992. "Modelo Teórico Experimental para Análise da combustão em motores Otto". Tese de M.Sc., Engenharia Mecânica. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro – Brasil.
- MAURO JUNIOR, LEONARDO, ANIBAL DE ALMEIDA, SILVIO CARLOS, 2005. "Conversão de Motores Diesel para Gás Natural". Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro - Brasil.
- MAUTONE BARROS, JOSE EDUARDO, COELHO BAÊTA, JOSE GUILHERME, 2006. "Estudo da Transferência de Calor em Motores". Universidade Federal de Minas Gerais. Minas Gerais - Brasil.
- MAUTONE BARROS, JOSE EDUARDO, 2003. "Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos". Tese de D.Sc. Universidade Federal de Minas Gerais. Minas Gerais - Brasil.
- MOHAMMADI, A, YAGHOUBI, M, RASHIDI, M, 2008. "Analysis of Local Convective Heat Transfer in a Spark Ignition Engine". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v.35, pp. 215–224.
- NIGRO, NORBERTO, STORTI, MARIO A., AMBROGGI, LEONARDO, 1999. "Modelización Numérica de un Motor de Combustión Interna Encendido por Chispa". Tesis de M.Sc. Universidad Nacional Del Litoral. Santa Fe – Argentina.
- RAMOS, J. A., 1989. "Internal Combustion Engine Modeling", 1st ed. New York, Hemisphere Publishing Corporation.
- ROUSSEAU, S., LEMOULT, B., TAZEROUT, M., 1999. "Combustion Characterization of Natural Gas in a Lean Burn Spark-Ignition Engine". *Journal of Automobile Engineering*, v.213, n.5 (Jan), pp. 481 - 489.

- SADHANA, 2002. “Knock Characteristics of Dual-Fuel Combustion in Diesel Engines using Natural Gas as Primary Fuel”. Department of Mechanical Engineering. Federal University of Technology. Owerri, Imo State – Nigéria.
- SAIKALY, K, ROUSSEAU, S, RAHMOUNI, C, LE CORREB, O, TRUFFET, L, 2008. “Safe Operating Conditions Determination for Stationary SI Gas Engines”. *Fuel Processing Technology*, v.89, pp. 1169 - 1179.
- SALIMI, FARHAD, SHAMEKHI, AMIR H., POURKHESALIAN ALI M., 2009. “Effects of Spark Advance, A/F Ratio and Valve Timing on Emission and Performance Characteristics of Hydrogen Internal Combustion Engine”. SAE INTERNATIONAL.
- SANTOS JUNIOR, S. J. F.d., 2004. “Modelo Teórico para Predição do Ciclo Operacional de um Motor de Ignição por Centelha Movido a Gás Natural”. Tese de M.Sc. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro – Brasil.
- SCHMIDT, CARLOS EDUARDO, 2000. “Modelamento de Motores de Combustão Interna a Gás Natural”. Tese de M.Sc. UFRGS. Rio Grande do Sul - Brasil.
- SEMIN, ABDUL, ROSLI, BAKAR, 2008. “Comparative Performance of Direct Injection Diesel Engines Fueled Using Compressed Natural Gas and Diesel Fuel Based on GT-POWER Simulation”. *American Journal of Applied Sciences*, v.5, n.5, pp. 540-547.
- SEMIN, ISMAIL, ABDUL RAHIM, BAKAR, ROSLI ABU, 2008. “Investigation of CNG Engine Intake Port Gas Flow Temperature Based on Steady-State and Transient Simulation”. *European Journal of Scientific Research*, v.22, n.3, pp.361-372.
- SEMIN, BAKAR, R. A, ISMAIL, A. R, 2009. “Green Engines Development Using Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel: A Review”. *American Journal of Environmental Sciences*, v.5, n.3, pp. 371 – 381.
- SEMIN, IDRIS, AWANG, BAKAR, ROSLI ABU, ISMAIL, ABDUL RAHIM, 2009. “Engine Cylinder Fluid Characteristics of Diesel Engine converted to CNG Engine”. *European Journal of Scientific Research*, v.26, n.3, pp. 443-452.
- SEMIN, ISMAIL, ABDUL RAHIM, BAKAR, ROSLI ABU, 2009. “Combustion Temperature Effect of Diesel Engine Convert to Compressed Natural Gas Engine”. *American J. of Engineering and Applied Sciences*, v.2, n.1, pp. 212 – 216.

- SEMIN, ISMAIL, ABDUL RAHIM, BAKAR, ROSLI ABU, 2009. “Effect of Diesel Engine Converted to Sequential Port Injection Compressed Natural Gas Engine on the Cylinder Pressure vs Crank Angle in Variation Engine Speeds”. *American J. of Engineering and Applied Sciences*, v.2, n.1, pp. 154 – 159.
- SHAW II, BYRON T, HEDRICK, J. KARL, 2002. “Coldstar Engine Combustion Modelling to Control Hydrocarbon Emissions”. *15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain*
- SHUDO, TOSHIO, NAKAJIMA, YASUO, FUTAKUCHI, TAKAYUKI, 2000. “Thermal efficiency analysis in a hydrogen premixed combustion engine”, *Society of Automotive Engineers of Japan*, v.21, n. 2, April, pp. 177-182.
- SHUDO, TOSHIO, NABETANI, SHIGEKI, NAKAJIMA, YASUO, 2001. “Influence of Specific Heats on Indicator Diagram Analysis in a Hydrogen-Fuelled SI Engine”. *Society of Automotive Engineers of Japan*, v.22, n. 2, April, pp. 221-236.
- SHUDO, T., SUZUKI, H., 2002, “Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion”, *Society of Automotive Engineers of Japan*, v.23, n.3, pp. 303-308.
- SHUDO, TOSHIO, 2007. “Improving Thermal Efficiency by Reducing Cooling Losses in Hydrogen Combustion Engines”. *International Journal of Hydrogen Energy*, v.32, pp. 4285 – 4293.
- SITTHIRACHA, SITTHICHOK, 2006. “*An Analytical Model of Spark Ignition Engine for Performance Prediction*”. Thesis M.Sc. Sirindhorn International Thai-German Graduate School of Engineering. King Mongkut’s Institute of Technology North Bangkok. Bangkok-Thailand.
- SOYLU, S., VAN GARPEN, J., 2003, “Development of an autoignition submodel for natural gas engines”, *Fuel*, v.82, n. 14 (Oct), pp. 1699-1707.
- SOYLU, SEREF, VAN GERPEN, JON, 2004. “Development of Empirically Based Burning Rate Sub-Models for a Natural Gas Engine”. *Energy Conversion and Management*, v.45, pp. 467–481.
- THE EUROPEAN NATURAL GAS VEHICLE ASSOCIATION, 2001. “*Dual Fuel (Natural Gas/Diesel) Engines: Operation, Applications & Contribution*”. Submitted to the Group of Experts of Pollution & Energy (GRPE).
- THURNHEER, T, SOLTIC, P, DIMOPOULOS EGGENSCHWILER, P, 2009. “S.I. Engine Fuelled with Gasoline, Methane and Methane/Hydrogen Blends: Heat

Release and Loss Analysis”. *International Journal of Hydrogen Energy*, v.34, pp. 2494 – 2503.

WOJTYNIAK, MALGORZATA, 2004. “*Application of Natural Gas to Compression Ignition Engines*”. Radom Technical University.

WYLEN, VAN, SONNTAG, BORGNAKKE, 2003. “*Fundamentals of Thermodynamics*”. John Wiley & Sons.

ZENG, PIN, ASSANIS, DENNIS N, 2004. “*Cylinder Pressure Reconstruction and its Application to Heat Transfer Analysis*”. Automotive Research Center, University of Michigan.

APÊNDICE I
INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS
PARA AS DIFERENTES CARGAS

Tabela I.1.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 27% de Carga

Nº	T_{ad}	T_p	T_a	T_{oleo}	V_C	λ
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(m ³ /h)	(--)
1	41.9	115	75.5	78.6	30.130	1.37
2	41.3	116	75.4	81.1	30.070	1.33
3	41.9	117	75.7	78.9	30.100	1.35
4	42.0	116	75.8	78.4	30.050	1.36
5	42.3	117	75.9	78.3	30.040	1.35
6	42.0	118	75.8	80.8	30.370	1.35
7	42.6	116	76.3	80.4	29.990	1.37
8	43.2	115	74.4	82.0	30.180	1.36
9	43.3	116	76.3	80.8	30.260	1.34
10	43.7	116	75.9	80.6	30.130	1.37
11	43.6	115	76.4	80.9	30.070	1.33
12	43.4	116	76.2	80.8	30.070	1.35
13	43.4	116	76.3	80.8	30.030	1.33
14	43.4	115	76.2	80.7	30.270	1.35
15	43.0	116	76.5	80.4	30.150	1.34
16	43.6	115	76.1	81.9	30.070	1.32
17	43.9	116	76.4	80.8	29.930	1.36
18	43.7	115	76.3	80.9	30.040	1.34
19	43.8	115	76.1	80.8	29.770	1.36
20	43.4	115	76.9	82.2	29.890	1.34
σ	0.8	0.8	0.5	1.1	0.134	0.01
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.2	0	0.1	0.3	0.030	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.2	1	0.1	0.3	0.030	0.01
I_E	0.4	1	0.3	0.5	0.060	0.01
M	43.0	115.8	76.0	80.5	30.1	1.35
%	0.41	0.161	0.15	0.31	0.0998	0.24

Tabela I.2.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 36% de Carga

Nº	T_{ad} (°C)	T_p (°C)	T_a (°C)	T_{oleo} (°C)	V_C (m ³ /h)	λ (--)
1	42.9	122	76.1	81.6	36.950	1.35
2	44.1	122	76.7	83.1	36.870	1.34
3	44.4	121	77.1	83.8	37.100	1.36
4	44.7	123	76.1	81.9	37.060	1.34
5	44.8	122	77.2	81.8	36.920	1.36
6	44.5	121	77.3	82.4	36.760	1.36
7	44.8	120	76.5	83.0	36.640	1.35
8	44.8	120	76.8	83.6	36.790	1.35
9	45.3	120	77.4	82.8	37.150	1.34
10	45.3	120	77.4	83.9	36.990	1.34
11	45.9	120	77.1	81.6	36.800	1.35
12	45.6	121	77.6	83.3	37.060	1.36
13	45.9	121	77.6	83.6	36.740	1.34
14	45.6	121	77.3	82.8	36.910	1.35
15	45.4	121	77.6	83.6	36.910	1.36
16	45.7	120	77.3	83.4	36.890	1.35
17	45.6	121	77.4	82.7	36.840	1.34
18	46.0	120	77.6	83.7	36.670	1.36
19	46.1	120	77.3	84.4	36.840	1.35
20	46.3	121	77.9	83.5	36.820	1.35
σ	0.8	0.9	0.5	0.8	0.138	0.01
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.2	0	0.1	0.2	0.031	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.2	1	0.1	0.2	0.031	0.01
I_E	0.4	1	0.2	0.4	0.062	0.01
M	45.2	120.9	77.2	83.0	36.9	1.35
%	0.41	0.162	0.14	0.22	0.0838	0.13

Tabela I.3.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 45% de Carga

Nº	T_{ad} (°C)	T_p (°C)	T_a (°C)	T_{oleo} (°C)	V_C (m ³ /h)	λ (--)
1	45.2	126	77.6	82.1	44.006	1.35
2	45.8	126	77.9	84.3	43.628	1.35
3	46.9	127	78.5	84.4	43.581	1.35
4	47.6	126	78.2	84.1	43.555	1.36
5	47.4	126	78.4	83.6	43.696	1.34
6	47.3	126	78.0	83.9	43.660	1.36
7	47.4	126	78.6	84.5	43.768	1.35
8	47.8	127	77.3	82.3	44.070	1.36
9	47.9	126	77.4	83.7	43.908	1.36
10	47.4	127	77.9	83.5	43.825	1.36
11	46.9	127	77.6	83.2	43.826	1.36
12	46.6	126	78.3	84.5	44.006	1.35
13	47.4	126	77.6	83.3	43.962	1.35
14	47.4	126	78.3	83.6	43.899	1.35
15	47.4	127	78.6	84.1	43.810	1.35
16	47.4	126	78.4	83.9	43.925	1.35
17	47.0	127	78.1	83.1	43.995	1.35
18	47.5	127	78.1	84.5	44.033	1.35
19	47.4	126	78.9	84.3	44.145	1.35
20	48.3	125	78.4	83.8	44.115	1.35
σ	0.7	0.6	0.4	0.7	0.178	0.01
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.2	0	0.1	0.2	0.040	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.2	1	0.1	0.2	0.040	0.01
I_E	0.3	1	0.2	0.3	0.080	0.01
M	47.2	126.3	78.1	83.7	43.9	1.4
%	0.33	0.1	0.13	0.18	0.0907	0.09

Tabela I.4.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 55% de Carga

Nº	T_{ad} (°C)	T_p (°C)	T_a (°C)	T_{oleo} (°C)	V_C (m ³ /h)	λ (--)
1	47.8	130	78.3	84.4	50.223	1.35
2	49.5	129	78.6	85.6	49.896	1.35
3	49.9	129	79.8	86.0	50.223	1.35
4	50.0	130	79.1	84.4	50.137	1.35
5	49.7	130	78.9	84.7	50.016	1.34
6	49.4	131	79.1	86.1	50.056	1.35
7	49.3	131	78.3	84.4	50.112	1.35
8	49.2	130	78.9	85.3	50.032	1.35
9	49.0	130	78.8	84.8	49.998	1.35
10	49.3	130	78.6	83.4	50.260	1.35
11	49.3	131	78.7	84.1	50.460	1.34
12	49.6	129	79.1	86.2	50.122	1.34
13	50.1	130	79.3	84.8	50.157	1.35
14	50.0	129	78.8	86.0	50.216	1.34
15	49.9	129	78.9	85.8	50.288	1.35
16	49.8	129	78.9	85.6	49.996	1.35
17	49.8	131	78.8	85.6	50.231	1.35
18	49.8	131	78.6	86.3	50.049	1.36
19	50.4	130	79.1	86.2	50.466	1.35
20	50.1	129	79.0	85.8	50.402	1.36
σ	0.6	0.8	0.3	0.8	0.157	0.01
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.1	0	0.1	0.2	0.035	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.1	1	0.1	0.2	0.035	0.01
I_E	0.3	1	0.2	0.4	0.070	0.01
M	49.6	129.9	78.9	85.3	50.2	1.3
%	0.25	0.14	0.1	0.22	0.0702	0.09

Tabela I.5.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 63% de Carga

Nº	T_{ad}	T_p	T_a	T_{oleo}	V_C	λ
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(m ³ /h)	(--)
1	50.2	133	78.8	85.7	54.715	1.35
2	53.1	134	79.9	86.6	55.093	1.35
3	51.6	133	79.1	86.5	54.861	1.35
4	50.8	133	79.1	86.4	54.973	1.35
5	51.0	134	79.1	86.2	54.657	1.35
6	50.6	134	78.6	86.5	54.817	1.35
7	51.3	134	78.6	86.3	54.588	1.34
8	51.3	134	79.4	86.9	54.613	1.35
9	51.1	134	79.3	85.8	55.160	1.35
10	51.5	133	79.2	86.0	54.648	1.35
11	51.9	133	79.5	86.6	54.566	1.35
12	52.4	133	79.3	87.2	54.883	1.35
13	52.4	132	79.3	86.1	54.968	1.36
14	52.4	132	79.6	86.5	54.825	1.35
15	52.4	133	79.1	85.6	54.826	1.35
16	52.4	133	79.4	86.6	54.824	1.36
17	52.1	131	79.1	85.3	54.943	1.35
18	51.3	133	79.1	86.3	55.139	1.35
19	52.1	135	79.2	85.6	55.205	1.35
20	51.8	134	79.4	86.9	55.058	1.35
σ	0.7	0.9	0.3	0.5	0.198	0.00
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.2	0	0.1	0.1	0.044	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.2	1	0.1	0.1	0.044	0.01
I_E	0.4	1	0.2	0.2	0.089	0.01
M	51.7	133.3	79.2	86.3	54.9	1.4
%	0.32	0.15	0.09	0.13	0.0807	0.07

Tabela I.6.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 73% de Carga

Nº	T_{ad}	T_p	T_a	T_{oleo}	V_C	λ
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(m ³ /h)	(--)
1	51.9	139	77.3	84.0	61.416	1.35
2	51.8	139	78.3	84.9	60.957	1.35
3	51.8	138	78.2	86.4	60.911	1.36
4	51.6	138	78.9	86.4	61.071	1.35
5	52.1	138	79.6	87.1	61.238	1.35
6	52.7	139	79.9	87.3	60.756	1.35
7	52.9	138	80.1	87.4	61.070	1.36
8	52.9	137	80.1	87.0	60.823	1.35
9	53.4	137	80.0	86.0	61.366	1.35
10	53.9	137	79.8	86.9	60.668	1.35
11	54.4	136	79.9	87.8	60.945	1.35
12	53.3	137	79.6	87.3	60.857	1.35
13	53.4	137	79.2	87.3	61.290	1.35
14	53.1	137	79.6	87.4	61.064	1.35
15	54.0	138	80.3	87.6	60.640	1.34
16	53.8	136	80.0	87.6	61.212	1.35
17	54.4	137	80.6	87.0	61.552	1.35
18	54.1	137	80.1	86.7	60.962	1.35
19	54.2	137	80.1	87.8	61.153	1.35
20	54.6	137	80.2	87.8	60.780	1.35
σ	1.0	0.9	0.8	1.0	0.254	0.00
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.2	0	0.2	0.2	0.057	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.2	1	0.2	0.2	0.057	0.01
I_E	0.5	1	0.4	0.5	0.113	0.01
M	53.2	137.5	79.6	86.9	61.0	1.4
%	0.41	0.14	0.23	0.25	0.0929	0.07

Tabela I.7.Cálculos das Incertezas de Medição
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – 82% de Carga

Nº	T_{ad}	T_p	T_a	T_{oleo}	V_C	λ
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(m ³ /h)	(--)
1	48.3	137	78.3	85.5	67.061	1.35
2	49.4	138	78.4	86.4	67.456	1.35
3	49.6	139	78.4	86.3	67.334	1.35
4	49.8	137	78.5	85.6	67.295	1.36
5	50.1	138	78.8	86.0	67.458	1.35
6	50.4	137	78.2	86.2	67.639	1.35
7	50.4	138	78.3	84.1	67.789	1.35
8	50.6	139	78.6	85.8	67.774	1.35
9	50.9	136	78.4	83.9	67.490	1.35
10	50.5	139	77.6	84.8	68.331	1.35
11	50.8	138	78.5	83.0	68.176	1.35
12	50.8	140	78.4	85.2	68.002	1.35
13	50.8	138	79.0	86.3	68.356	1.35
14	50.8	138	78.6	85.8	67.774	1.35
15	50.8	140	78.5	86.3	68.354	1.35
16	50.6	137	78.2	86.5	68.378	1.35
17	50.9	138	78.2	84.4	68.166	1.35
18	51.1	139	78.6	83.5	68.621	1.35
19	50.8	141	78.1	86.1	68.510	1.35
20	50.4	137	77.8	85.6	68.611	1.35
σ	0.7	1.2	0.3	1.1	0.483	0.00
n	20	20	20	20	20	20
I_A	0.1	0	0.1	0.2	0.108	0.00
Re	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_B	0.1	1	0.1	0.1	0.001	0.01
I_C	0.2	1	0.1	0.2	0.108	0.01
I_E	0.3	1	0.2	0.5	0.216	0.01
M	50.4	138.2	78.4	85.4	67.9	1.4
%	0.3	0.201	0.09	0.28	0.1589	0.04

Tabela I.8.Cálculos das Incertezas de Medição no Dinamômetro
 Nas respectivas Unidades de Engenharia – Todas as Cargas

Nº	27%	36%	45%	55%	63%	73%	82%
	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)	(kg)
1	59.5	80.5	101.0	122.0	140.0	160.5	181
2	60.0	81.0	100.0	121.0	141.0	161.0	180
3	60.5	79.5	101.5	122.5	140.5	160.0	182
4	60.0	80.0	102.0	124.0	141.5	162.0	179
5	61.0	79.0	101.0	122.5	142.0	161.0	180
6	59.0	79.5	100.5	122.0	140.5	160.5	180.5
7	59.5	80.0	101.0	122.0	141.5	161.0	181
8	59.0	80.5	102.0	121.5	140.5	162.0	180
9	60.0	81.0	100.5	122.0	140.0	161.0	181.5
10	61.0	80.5	102.0	121.5	139.5	160.5	181
11	60.5	80.0	101.0	122.5	141.0	161.5	182
12	59.0	79.5	100.5	121.0	142.0	161.0	180
13	60.0	81.0	101.0	122.0	141.5	160.0	179
14	61.0	79.5	102.5	121.0	142.0	159.0	181.5
15	60.5	80.5	101.0	122.0	141.0	162.0	181
16	60.5	80.0	100.5	120.5	140.0	161.0	180
17	61.0	79.5	100.5	122.0	141.5	161.5	181
18	60.5	80.5	101.0	120.5	142.0	161.0	182
19	59.5	81.0	101.0	121.5	140.0	160.0	180
20	60.0	79.0	100.0	123.0	141.0	161.0	181.5
σ	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.9
n	20	20	20	20	20	20	20
I_A	0.15	0.15	0.15	0.19	0.18	0.17	0.21
Re	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
I_B	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
I_C	0.18	0.18	0.18	0.21	0.20	0.20	0.23
I_E	0.37	0.36	0.37	0.43	0.41	0.40	0.46
M	60.1	80.1	101.0	121.9	141.0	160.9	180.7
%	0.25	0.185	0.15	0.155	0.1258	0.105	0.1143

APÊNDICE II
DIFERENÇA DE PRESSÕES PARA VARIOS
ÂNGULOS DO EIXO DE MANIVELAS.

Tabela II.1. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 27% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	0.902	0.902	0.902	0.000	0.000
-140	1.062	0.943	0.949	11.249	10.649
-130	1.030	1.000	1.016	2.899	1.389
-120	0.998	1.079	1.108	-8.143	-10.977
-110	1.062	1.187	1.233	-11.811	-16.122
-100	1.094	1.336	1.406	-22.127	-28.520
-90	1.158	1.543	1.647	-33.238	-42.186
-80	1.446	1.836	1.987	-26.969	-37.434
-70	1.830	2.261	2.481	-23.546	-35.587
-60	2.630	2.893	3.216	-10.017	-22.286
-50	3.878	3.861	4.339	0.442	-11.887
-40	5.989	5.371	6.090	10.321	-1.680
-30	9.285	7.717	8.806	16.885	5.154
-25	11.524	9.286	10.621	19.422	7.836
-20	14.052	11.102	12.721	20.991	9.470
-15	16.931	13.053	14.975	22.906	11.550
-10	20.355	16.856	19.020	17.189	6.558
-5	26.402	24.077	26.347	8.805	0.209
0	34.368	32.269	34.516	6.109	-0.430
5	41.055	38.404	40.505	6.457	1.341
10	41.663	40.553	42.408	2.665	-1.788
15	38.912	38.814	40.366	0.253	-3.738
20	34.464	34.660	35.894	-0.568	-4.151
25	29.249	29.688	30.618	-1.501	-4.682
30	24.546	24.931	25.589	-1.568	-4.250
40	17.059	17.476	17.707	-2.443	-3.798
50	12.196	12.644	12.586	-3.674	-3.199
60	9.125	9.567	9.318	-4.845	-2.111
70	7.045	7.563	7.186	-7.354	-2.000
80	5.573	6.218	5.754	-11.574	-3.251
90	4.486	5.289	4.765	-17.897	-6.217
100	3.686	4.630	4.064	-25.624	-10.260
110	3.078	4.154	3.558	-34.968	-15.585
120	2.630	3.804	3.186	-44.658	-21.143
130	2.406	3.545	2.911	-47.340	-20.982
140	2.342	3.352	2.707	-43.131	-15.571
150	2.214	3.210	2.557	-44.988	-15.481

Tabela II.2. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 36% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	1.078	1.078	1.078	0.000	0.000
-140	1.174	1.128	1.134	3.961	3.411
-130	1.270	1.198	1.214	5.675	4.436
-120	1.334	1.295	1.323	2.943	0.797
-110	1.366	1.427	1.474	-4.479	-7.871
-100	1.462	1.609	1.680	-10.075	-14.915
-90	1.590	1.863	1.968	-17.160	-23.751
-80	1.974	2.222	2.375	-12.580	-20.332
-70	2.454	2.744	2.967	-11.812	-20.889
-60	3.382	3.521	3.847	-4.101	-13.743
-50	4.950	4.710	5.193	4.858	-4.901
-40	7.573	6.567	7.293	13.290	3.704
-30	11.701	9.455	10.555	19.194	9.798
-25	14.516	11.388	12.735	21.550	12.270
-20	17.652	13.628	15.260	22.796	13.548
-15	21.107	16.035	17.973	24.028	14.846
-10	25.074	20.238	22.420	19.286	10.584
-5	31.665	29.819	32.067	5.830	-1.270
0	42.127	41.181	43.359	2.246	-2.924
5	50.894	49.590	51.590	2.563	-1.368
10	52.174	52.193	53.942	-0.036	-3.389
15	48.718	49.409	50.866	-1.418	-4.408
20	43.023	43.593	44.742	-1.326	-3.995
25	36.528	36.999	37.847	-1.290	-3.610
30	30.481	30.906	31.478	-1.393	-3.270
40	21.203	21.605	21.734	-1.894	-2.502
50	15.220	15.646	15.468	-2.796	-1.628
60	11.413	11.853	11.469	-3.852	-0.492
70	8.821	9.380	8.858	-6.333	-0.421
80	7.061	7.718	7.103	-9.310	-0.590
90	5.718	6.570	5.889	-14.898	-2.987
100	4.790	5.756	5.029	-20.163	-4.981
110	4.086	5.167	4.407	-26.455	-7.848
120	3.542	4.734	3.950	-33.665	-11.528
130	3.222	4.414	3.612	-36.989	-12.119
140	2.998	4.176	3.362	-39.284	-12.146
150	2.902	4.001	3.179	-37.861	-9.531

Tabela II.3. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 45% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	1.222	1.222	1.222	0.000	0.000
-140	1.382	1.367	1.378	1.107	0.291
-130	1.478	1.447	1.475	2.080	0.216
-120	1.574	1.558	1.608	1.022	-2.161
-110	1.606	1.709	1.790	-6.421	-11.473
-100	1.766	1.917	2.041	-8.543	-15.560
-90	1.990	2.206	2.389	-10.845	-20.072
-80	2.374	2.615	2.883	-10.158	-21.454
-70	3.078	3.208	3.599	-4.238	-16.923
-60	4.166	4.091	4.663	1.789	-11.931
-50	5.926	5.442	6.288	8.171	-6.114
-40	8.997	7.550	8.821	16.086	1.954
-30	13.892	10.827	12.751	22.063	8.213
-25	17.124	13.019	15.376	23.969	10.210
-20	20.835	15.561	18.414	25.315	11.620
-15	24.866	18.292	21.677	26.439	12.827
-10	29.506	23.902	27.698	18.994	6.127
-5	36.992	34.741	38.705	6.084	-4.630
0	49.822	46.919	50.831	5.827	-2.025
5	60.700	55.747	59.403	8.159	2.136
10	62.428	58.433	61.677	6.399	1.203
15	57.885	55.412	58.155	4.272	-0.466
20	50.814	49.084	51.301	3.404	-0.958
25	43.327	41.819	43.532	3.480	-0.473
30	36.224	35.030	36.291	3.296	-0.185
40	25.474	24.567	25.115	3.561	1.408
50	18.467	17.830	17.895	3.452	3.100
60	13.924	13.537	13.281	2.782	4.620
70	10.885	10.736	10.266	1.366	5.686
80	8.709	8.855	8.238	-1.672	5.405
90	7.205	7.553	6.836	-4.835	5.125
100	6.150	6.631	5.842	-7.819	5.014
110	5.254	5.964	5.123	-13.504	2.495
120	4.678	5.473	4.596	-17.002	1.760
130	4.262	5.110	4.206	-19.899	1.325
140	4.006	4.840	3.917	-20.831	2.230
150	3.814	4.642	3.705	-21.722	2.853

Tabela II.4. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 55% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	1.314	1.314	1.314	0.000	0.000
-140	1.282	1.620	1.634	-26.370	-27.486
-130	1.505	1.714	1.749	-13.884	-16.207
-120	1.729	1.843	1.907	-6.591	-10.268
-110	1.953	2.019	2.122	-3.392	-8.663
-100	2.177	2.261	2.419	-3.877	-11.102
-90	2.497	2.598	2.831	-4.054	-13.386
-80	3.041	3.075	3.416	-1.127	-12.317
-70	3.777	3.767	4.262	0.274	-12.841
-60	4.961	4.795	5.521	3.337	-11.278
-50	7.041	6.369	7.442	9.549	-5.697
-40	10.400	8.825	10.436	15.148	-0.348
-30	15.871	12.644	15.081	20.334	4.979
-25	19.518	15.200	18.182	22.125	6.843
-20	23.774	18.163	21.773	23.602	8.415
-15	28.413	21.349	25.630	24.861	9.796
-10	33.916	26.000	30.855	23.339	9.025
-5	45.306	38.767	43.807	14.433	3.308
0	61.687	54.906	59.838	10.992	2.997
5	72.278	66.843	71.429	7.519	1.174
10	71.990	70.189	74.260	2.501	-3.153
15	66.455	65.892	69.351	0.847	-4.358
20	57.816	57.667	60.484	0.258	-4.615
25	48.570	48.704	50.903	-0.277	-4.803
30	40.315	40.614	42.254	-0.742	-4.810
40	28.093	28.438	29.193	-1.227	-3.917
50	20.350	20.665	20.819	-1.548	-2.304
60	15.423	15.713	15.467	-1.883	-0.288
70	12.096	12.482	11.968	-3.188	1.058
80	9.792	10.309	9.613	-5.276	1.830
90	8.160	8.806	7.983	-7.911	2.169
100	7.009	7.740	6.828	-10.425	2.588
110	6.017	6.969	5.992	-15.816	0.412
120	5.313	6.402	5.379	-20.505	-1.251
130	4.833	5.983	4.926	-23.794	-1.929
140	4.353	5.672	4.591	-30.300	-5.468
150	3.937	5.444	4.346	-38.274	-10.388

Tabela II.5. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 63% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	1.942	1.942	1.942	0.000	0.000
-140	1.942	2.018	2.042	-3.898	-5.154
-130	2.102	2.125	2.185	-1.104	-3.939
-120	2.390	2.273	2.381	4.907	0.371
-110	2.710	2.474	2.650	8.705	2.227
-100	3.189	2.750	3.019	13.754	5.344
-90	3.797	3.134	3.531	17.457	6.993
-80	4.597	3.677	4.257	20.013	7.394
-70	5.717	4.463	5.307	21.940	7.172
-60	7.253	5.630	6.866	22.370	5.341
-50	9.524	7.414	9.242	22.152	2.961
-40	13.236	10.196	12.938	22.966	2.249
-30	19.315	14.519	18.663	24.830	3.378
-25	23.282	17.411	22.481	25.218	3.442
-20	27.921	20.763	26.898	25.637	3.665
-15	32.976	24.367	31.637	26.108	4.060
-10	39.471	29.541	37.802	25.158	4.229
-5	52.621	43.479	52.152	17.373	0.891
0	70.538	61.078	69.684	13.412	1.211
5	79.369	74.064	82.164	6.685	-3.522
10	78.185	77.641	84.894	0.695	-8.581
15	72.426	72.856	79.067	-0.594	-9.169
20	64.107	63.780	68.895	0.511	-7.470
25	53.709	53.904	57.978	-0.362	-7.949
30	44.462	44.991	48.141	-1.190	-8.273
40	30.897	31.575	33.286	-2.194	-7.731
50	22.450	23.008	23.755	-2.485	-5.815
60	17.011	17.549	17.662	-3.161	-3.828
70	13.492	13.985	13.676	-3.653	-1.365
80	11.252	11.588	10.993	-2.987	2.306
90	9.716	9.930	9.135	-2.203	5.978
100	8.661	8.754	7.818	-1.077	9.729
110	7.861	7.904	6.867	-0.542	12.651
120	7.285	7.279	6.169	0.081	15.325
130	6.773	6.817	5.653	-0.643	16.541
140	6.357	6.474	5.272	-1.838	17.074
150	5.941	6.223	4.994	-4.742	15.946

Tabela II.6. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 73% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	1.876	1.876	1.876	0.000	0.000
-140	2.068	1.959	1.973	5.271	4.602
-130	2.356	2.077	2.111	11.834	10.402
-120	2.612	2.240	2.301	14.252	11.902
-110	3.028	2.462	2.562	18.687	15.406
-100	3.540	2.768	2.920	21.808	17.521
-90	4.148	3.194	3.419	23.005	17.586
-80	5.075	3.797	4.126	25.175	18.708
-70	6.291	4.673	5.151	25.719	18.127
-60	7.987	5.977	6.676	25.161	16.411
-50	10.611	7.974	9.008	24.851	15.105
-40	14.834	11.095	12.646	25.205	14.749
-30	21.777	15.956	18.297	26.730	15.979
-25	26.256	19.213	22.075	26.823	15.923
-20	31.471	22.994	26.453	26.935	15.944
-15	37.198	27.066	31.160	27.239	16.233
-10	44.909	33.043	37.662	26.423	16.138
-5	58.890	49.536	54.217	15.884	7.936
0	76.807	70.413	74.840	8.325	2.561
5	87.845	85.905	89.902	2.208	-2.342
10	87.526	90.334	93.828	-3.208	-7.200
15	81.287	84.892	87.851	-4.435	-8.075
20	71.240	74.357	76.760	-4.375	-7.749
25	59.498	62.841	64.694	-5.619	-8.733
30	49.068	52.431	53.767	-6.853	-9.577
40	33.999	36.737	37.223	-8.053	-9.483
50	24.496	26.704	26.589	-9.012	-8.546
60	18.545	20.305	19.783	-9.488	-6.677
70	14.674	16.124	15.327	-9.882	-4.451
80	12.178	13.312	12.325	-9.308	-1.209
90	10.451	11.365	10.247	-8.745	1.956
100	9.267	9.984	8.772	-7.741	5.338
110	8.403	8.986	7.706	-6.933	8.293
120	7.731	8.252	6.924	-6.744	10.436
130	7.187	7.710	6.346	-7.271	11.702
140	6.739	7.308	5.919	-8.438	12.173
150	6.259	7.014	5.607	-12.055	10.420

Tabela II.7. Diferencia de pressões para vários ângulos do Eixo de Manivelas – 82% de Carga.

Ângulo	Experimental	Van Der Waals	Gás Ideal	Erro Van	Erro Ideal
(°)	(bar)	(bar)	(bar)	(%)	(%)
-150	2.429	2.429	2.429	0.000	0.000
-140	2.525	2.526	2.554	-0.041	-1.138
-130	2.589	2.664	2.732	-2.901	-5.515
-120	2.749	2.854	2.977	-3.812	-8.290
-110	2.909	3.113	3.312	-7.014	-13.866
-100	3.196	3.469	3.774	-8.544	-18.070
-90	3.644	3.964	4.415	-8.781	-21.158
-80	4.380	4.665	5.323	-6.498	-21.532
-70	5.564	5.679	6.638	-2.075	-19.300
-60	7.420	7.189	8.591	3.111	-15.783
-50	10.555	9.497	11.571	10.022	-9.628
-40	15.514	13.101	16.211	15.555	-4.492
-30	23.449	18.709	23.403	20.216	0.196
-25	28.664	22.465	28.204	21.627	1.603
-20	34.551	26.824	33.763	22.364	2.281
-15	41.014	31.518	39.732	23.154	3.125
-10	49.429	38.295	47.602	22.526	3.697
-5	63.858	56.653	66.309	11.283	-3.839
0	84.335	79.879	89.312	5.284	-5.901
5	98.156	97.084	105.855	1.092	-7.843
10	98.828	101.926	109.741	-3.135	-11.042
15	93.901	95.745	102.447	-1.964	-9.101
20	80.303	83.884	89.423	-4.459	-11.357
25	66.610	70.939	75.358	-6.499	-13.133
30	54.900	59.240	62.646	-7.905	-14.109
40	37.943	41.605	43.402	-9.651	-14.387
50	27.192	30.329	31.026	-11.536	-14.101
60	20.250	23.136	23.101	-14.251	-14.081
70	15.674	18.436	17.911	-17.621	-14.270
80	12.571	15.273	14.413	-21.497	-14.652
90	10.363	13.084	11.990	-26.262	-15.704
100	8.764	11.532	10.272	-31.582	-17.209
110	7.612	10.409	9.030	-36.740	-18.626
120	6.844	9.584	8.119	-40.038	-18.627
130	6.428	8.974	7.446	-39.608	-15.834
140	6.076	8.522	6.949	-40.263	-14.367
150	5.756	8.192	6.587	-42.324	-14.437