

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA  
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise do desempenho de um motor diesel,  
operando com misturas de óleo diesel e  
biodiesel, através de simulação termodinâmica e  
resultados experimentais.**

Leonardo Mendonça  
Max Batista de Oliveira

Orientadores: Fernando Ribeiro da Silva  
Carlos Rodrigues Pereira Belchior

**Rio de Janeiro,  
Dezembro de 2015**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise do desempenho de um motor diesel,  
operando com misturas de óleo diesel e  
biodiesel, através de simulação termodinâmica e  
resultados experimentais.**

Leonardo Mendonça  
Max Batista de Oliveira

Projeto final apresentado em cumprimento às  
normas do Departamento de Educação Superior  
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção  
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Orientadores: Fernando Ribeiro da Silva  
Carlos Rodrigues Pereira Belchior

**Rio de Janeiro,  
Dezembro de 2015**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

M539 Mendonça, Leonardo

Análise do desempenho de um motor diesel, operando com misturas de óleo diesel e biodiesel, através de simulação termodinâmica e resultados experimentais / Leonardo Mendonça [e] Max Batista de Oliveira.—2015.

xiii, 49f. + anexos : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2015.

Bibliografia : f. 47-49

Orientadores : Fernando Ribeiro da Silva

Carlos Rodrigues Pereira Belchior

1. Engenharia mecânica. 2. Motor diesel - Desempenho. 3. Diesel. 4. Simulação (Computadores) – Modelos matemáticos. 5. Termodinâmica. I. Oliveira, Max Batista de. II. Silva, Fernando Ribeiro da (Orient.). III. Belchior, Carlos Rodrigues Pereira (Orient.). IV. Título.

CDD 621

## Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por até aqui ter sido minha rocha firme. A minha avó (*in memorian*) que ao longo dessa trajetória nos deixou. Vó, sua missão foi cumprida! Aos meus pais Djalma e Rita Mendonça (*in memorian*) que desde cedo me incentivaram e me proporcionaram ensinamentos valiosos para minha trajetória. A minha esposa Renata Mendonça e meu filho Lucas Mendonça que a todo tempo me deram forças sem a qual não seria possível tornar este sonho realidade. Ao meu amigo Max Oliveira pela força e companheirismo. Aos meus amigos de infância (Eliseu, Leonardo e Luciano) que até hoje estão comigo na caminhada da vida. Ao meu amigo mineiro Bruno Bento por todo companheirismo. Aos meus orientadores Fernando Ribeiro (CEFET) e Carlos Belchior (COPPE/UFRJ) pelo apoio e toda paciência que tiveram comigo. A todo corpo docente do CEFET pela formação ímpar que me proporcionaram. Obrigado, pessoal!

*Leonardo Mendonça*

Aos meus familiares, por me incentivar e apoiar em todas as fases da vida, ensinando-me que a única forma de ascensão social é através dos estudos. Aos grandes amigos que fiz ao longo da jornada acadêmica no CEFET/RJ, ao amigo Leonardo Mendonça, pela contribuição na elaboração deste trabalho. Aos professores-orientadores Fernando Ribeiro (CEFET) e Carlos Belchior (COPPE-UFRJ), por prestar todo apoio necessário, compartilhando assim um pouco do conhecimento e experiência.

*Max Batista de Oliveira*

## **Resumo**

Este trabalho tem como finalidade o desenvolvimento de uma rotina computacional a partir do modelo zero-dimensional para simulação de um motor ciclo diesel operando com misturas de diesel e biodiesel. A partir do modelo matemático apresentado no decorrer do trabalho, estabeleceu-se, por meio do software MATHEMATICA, uma rotina computacional que mostrou-se capaz de simular o funcionamento do motor descrito. Para verificar a validade da simulação, foram comparados os resultados simulados com os resultados experimentais.

Palavras chave: zero-dimensional, diesel, biodiesel, Mathematica, simulação.

## **Abstract**

This work aims to develop a computational routine from the zero-dimensional model for simulating a diesel cycle engine, operating with mixtures of diesel and biodiesel. From the mathematical model presented in this work, it was established through the Mathematica software, a computational routine able to simulate the operation of the engine described. In order to verify the validity of the simulation, the simulated results and the experimental results were compared.

Keyword: zero-dimensional, diesel, biodiesel, Mathematica, simulation.

## Sumário

### Conteúdo

<b>1. Introdução.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Motivação.....</b>	<b>2</b>
<b>1.2 Objetivo.....</b>	<b>2</b>
<b>1.3 Organização do Trabalho.....</b>	<b>3</b>
<b>2. Revisão Bibliográfica E Estado Da Arte .....</b>	<b>4</b>
<b>2.1 Aspectos Gerais .....</b>	<b>4</b>
<b>2.2 Modelos De Combustão Em Motores .....</b>	<b>4</b>
<b>2.3 Modelo Termodinâmico Zero-Dimensional.....</b>	<b>6</b>
<b>2.4 Modelo Utilizado Neste Trabalho .....</b>	<b>8</b>
<b>3 Fundamentação Teórica .....</b>	<b>10</b>
<b>3.1 Princípios Termodinâmicos Utilizados.....</b>	<b>10</b>
<b>3.2 Volume De Controle.....</b>	<b>13</b>
<b>3.3 Coeficiente De Transferência De Calor.....</b>	<b>14</b>
<b>3.4 Períodos de Combustão.....</b>	<b>15</b>
<b>3.5 Etapas Do Processo De Combustão .....</b>	<b>16</b>
<b>3.5.1 Atraso De Ignição .....</b>	<b>16</b>
<b>3.5.2 Combustão Rápida Ou Pré-Misturada .....</b>	<b>17</b>
<b>3.5.3 Combustão Difusiva .....</b>	<b>17</b>
<b>3.5.4 Combustão Final .....</b>	<b>17</b>
<b>3.6 Calor Liberado Pelo Combustível.....</b>	<b>18</b>
<b>3.7 Razões Dos Calores Específicos .....</b>	<b>19</b>
<b>4 Modelagem Computacional.....</b>	<b>21</b>
<b>4.1 Modelagens Dos Combustíveis .....</b>	<b>21</b>
<b>4.2 Combustível Equivalente.....</b>	<b>21</b>
<b>4.3 Equações Da Combustão .....</b>	<b>22</b>
<b>4.3.1 Combustão Completa.....</b>	<b>22</b>
<b>4.3.2 Combustão Incompleta .....</b>	<b>22</b>

<b>4.4 Razão De Calores Específicos Entre Reagentes E Produtos .....</b>	<b>23</b>
<b>4.5 Cálculo Do Gama Equivalente .....</b>	<b>24</b>
<b>4.6 Procedimento De Cálculo .....</b>	<b>25</b>
<b>4.7 Parâmetros De Desempenho Do Motor.....</b>	<b>25</b>
<b>4.7.1 Trabalho Indicado.....</b>	<b>28</b>
<b>4.7.2 Pressão Média Indicada.....</b>	<b>28</b>
<b>4.7.3 Potência Indicada .....</b>	<b>28</b>
<b>4.7.4 Potência Efetiva .....</b>	<b>28</b>
<b>4.7.5 Torque Indicado E Torque Efetivo.....</b>	<b>28</b>
<b>4.7.6 Rendimento Indicado .....</b>	<b>29</b>
<b>4.7.7 Consumo Específico De Combustível .....</b>	<b>29</b>
<b>5 Atividades Experimentais.....</b>	<b>30</b>
<b>5.1 Combustíveis Utilizados.....</b>	<b>30</b>
<b>5.2 Instrumentos Utilizados Nos Testes.....</b>	<b>31</b>
<b>5.3 Medição da Curva De Pressão E Calor Liberado Pelo Combustível .....</b>	<b>33</b>
<b>5.4 Medição Da Imep E Da Pressão Máxima.....</b>	<b>34</b>
<b>5.5 Medição Da Pressão Na Admissão.....</b>	<b>34</b>
<b>5.6 Medição Da Massa De Ar Admitida .....</b>	<b>34</b>
<b>5.7 Medição Da Massa De Combustível Utilizada Por Ciclo.....</b>	<b>35</b>
<b>5.8 Incertezas De Medição .....</b>	<b>36</b>
<b>5.9 Curva Característica Do Motor E Pontos De Operação.....</b>	<b>36</b>
<b>5.10 Potência De Atrito .....</b>	<b>38</b>
<b>6. Resultados Da Simulação, Validação E Comparações.....</b>	<b>40</b>
<b>6.1 Validação Dos Resultados Para O Combustível B3 .....</b>	<b>40</b>
<b>6.1.1 Curvas De Pressão.....</b>	<b>40</b>
<b>6.1.2 Parâmetros de Desempenho Para o Combustível B3.....</b>	<b>41</b>
<b>6.2 Validação Dos Resultados Para O Combustível B50 .....</b>	<b>42</b>
<b>6.2.1 Curva De Pressão .....</b>	<b>42</b>
<b>6.2.2 Parâmetros De Desempenho Para O Combustível B50 .....</b>	<b>42</b>

<b>6.3 Validações Dos Resultados Para O Combustível B100.....</b>	<b>43</b>
<b>6.3.1 Curvas De Pressão.....</b>	<b>43</b>
<b>6.3.2 Parâmetros de Desempenho para o combustível B100. ....</b>	<b>43</b>
<b>6.4 Comparações para resultados simulados para o CEC.....</b>	<b>44</b>
<b>7. Conclusão .....</b>	<b>46</b>
<b>7.1 Sugestões para trabalhos futuros.....</b>	<b>46</b>
<b>8. Referências Bibliográficas .....</b>	<b>47</b>
<b>Anexo I .....</b>	<b>50</b>
<b>Anexo II – Principais Variáveis Medidas no Trabalho.....</b>	<b>51</b>
<b>Anexo III - Parâmetros de ajuste da função de Wiebe.....</b>	<b>52</b>

## Lista de Figuras

<b>Figura 3.1: Parâmetros geométricos do motor (HEYWOOD,1988).....</b>	<b>13</b>
<b>Figura 4.1: Gráfico Ilustrativo do <math>\gamma_{eq}</math> como função do eixo de manivela.....</b>	<b>24</b>
<b>Figura 4.2: Fluxograma do algoritmo utilizado no programa.....</b>	<b>26</b>
<b>Figura 5.1: Instrumentos de medições utilizados no experimento.....</b>	<b>31</b>
<b>Figura 5.2: Posicionamento dos sensores de temperatura.....</b>	<b>32</b>
<b>Figura 5.3: Encoder Óptico.....</b>	<b>33</b>
<b>Figura 5.4: Sistema de aquisição de dados, representando a curva de pressão.....</b>	<b>33</b>
<b>Figura 5.5: Balança de precisão.....</b>	<b>35</b>
<b>Figura 5.6: Curva de plena carga do motor Agrale 95W.....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 5.7: Curva de plena carga e pontos de operação.....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 5.8: Reta de Willian.....</b>	<b>39</b>
<b>Figura 6.1: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental e pressão sem combustão simulada, para o combustível B3 a uma carga de 30 N.m e 1500RPM.....</b>	<b>41</b>
<b>Figura 6.2: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental para o combustível B3 e carga de 10 N.m e 1500RPM.....</b>	<b>41</b>
<b>Figura 6.3: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental para o combustível B50 a uma carga de 20 N.m e 2500 RPM.....</b>	<b>42</b>
<b>Figura 6.4: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental para o combustível B100 a uma carga de 20 N.m e 2500 RPM.....</b>	<b>43</b>
<b>Figura 6.5: Comparativo CEC x Torque simulado para as misturas a 1500 RPM.....</b>	<b>45</b>
<b>Figura 6.6: Comparativo CEC x Torque para as misturas a 2500 RPM.....</b>	<b>45</b>

## Lista de Tabelas

TABELA 2.1: Modelos Zero-Dimensionais.....	07
TABELA 3.1: Coeficientes para o cálculo do $c_p$ .....	20
TABELA 4.1: Número de cetano dos combustíveis analisados.....	24
TABELA 5.1: Volumes de B3 a B100 utilizados para na obtenção dos..... combustíveis.....	30
TABELA 5.2: Características do motor.....	32
TABELA 6.1: Valores comparativos para mistura B3.....	41
TABELA 6.2: Valores comparativos para mistura B50.....	42
TABELA 6.3: Valores comparativos dos mistura B100.....	44

### Lista de Abreviaturas e Siglas

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidade</b>
$A$	área instantânea	$m^2$
$a$	parâmetro de eficiência da combustão	adimensional
$a_1, \dots, a_n$	coeficientes para determinação de $c_p$	adimensional
$AC$	relação ar-combustível	adimensional
$AC_{st}$	relação ar-combustível estequiométrica	adimensional
$BM$	relação biela-manivela	adimensional
$C_d$	coeficiente de descarga	adimensional
$CEC$	consumo específico de combustível	g/kWh
$CoV$	coeficiente de variação	adimensional
$c_v, c_p$	calores específicos a volume e pressão constantes	J/kg.mol.K
$D$	diâmetro interno do cilindro	mm
$D_v$	diâmetro da válvula de admissão	mm
$E_a$	energia de ativação aparente do combustível	J
$h$	coeficiente de transferência de calor	$W/m^2.K$
$I_{yL}$	incerteza associada ao erro de leitura da variável $y$	adimensional
$I_{yR}$	incerteza associada à resolução de leitura da variável $y$	adimensional
$I_{yT}$	incerteza total da variável $y$	adimensional
$IMEP$	pressão média efetiva indicada	bar
$K_{p1}, K_{p2}$	constantes de equilíbrio químico	adimensional
$L$	comprimento da biela	mm

$m$	fator de forma da câmara de combustão	adimensional
$m_g$	massa total de gás no interior do cilindro	kg
$m_{ar}$	massa de ar	kg
$m_{comb}$	massa de combustível	kg
$\dot{m}_{comb}$	consumo de combustível	g/s
$m_d$	fator de forma da combustão difusiva	adimensional
$m_p$	fator de forma da combustão pré-misturada	adimensional
$NC$	número de cetano do combustível	adimensional
$n$	quantidade de vezes que uma variável foi medida	adimensional
$n_i$	nº de moles da espécie $i$	kgmol
$n_t$	número de moles total da mistura	kgmol
$o,p,q$	quantidade de átomos de C, H e O no comb. equivalente	adimensional
$P$	pressão instantânea	bar
$P_0$	pressão sem ocorrência de combustão	bar
$P_1$	pressão no fechamento da válvula de admissão	bar
$P_{adm}$	pressão na admissão	bar
$PCI$	poder calorífico inferior do combustível	J/kg
$P_{máx}$	pressão máxima	bar
$PMI$	ponto morto inferior	----
$P_{mi}$	pressão média indicada	bar
$PMS$	ponto morto superior	-----
$Pot$	potência	kW
$Pot_{atr}$	potência de atrito	kW
$Pote$	potência efetiva	kW
$Poti$	potência indicada	kW
$Q_{Comb}$	quantidade de energia liberada pelo combustível	J

$Q_{Conv}$	quantidade de energia perdida por convecção	J
$Q_{Parede}$	quantidade de energia via calor transferida pela parede do cilindro.	J
$Q_{Rad}$	quantidade de energia perdida por radiação	J
r	razão de compressão	adimensional
Rot	rotação do motor	RPM
Rv	raio do eixo virabrequim	mm
S	curso do pistão	mm
$\sigma_y$	desvio padrão	adimensional
Sp	velocidade média do pistão	m/s
Sv	curso da válvula de admissão	mm
T	temperatura instantânea	K
t	tempo	s
T1	temperatura no fechamento da válvula de admissão	K
Tadm	temperatura de admissão	K
Tágua	temperatura da água de resfriamento	K
Tp	temperatura média da parede do cilindro	K
Tq	torque	N.m
Tqe	torque efetivo	N.m
Tqi	torque indicado	N.m
U	energia interna	J
V	volume instantâneo	m <sup>3</sup>

## 1. Introdução

O desenvolvimento econômico mundial vem acompanhado de um aumento da demanda pelo uso de combustíveis fósseis, estes combustíveis, por serem fontes não renováveis, vão se esgotar (FARIA, 2015). A necessidade de se trabalhar com combustíveis alternativos e renováveis, para diversificar a matriz energética brasileira de forma sustentável fica evidente. Enquanto que no mundo somente cerca de 13,2% da energia utilizada tem fonte renovável, no Brasil usa-se cerca de 42% da energia oriunda destas fontes. Um desses combustíveis alternativos é chamado de biodiesel, que tem como sua principal fonte, no Brasil, a soja. Na comparação com o diesel de petróleo, o biodiesel tem vantagens ambientais. A queima de biodiesel pode resultar na emissão de, em média, 48% menos monóxido de carbono; 47% menos material particulado (que penetra nos pulmões); 67% menos hidrocarbonetos. Como esses percentuais variam de acordo com a quantidade de biodiesel puro (B100). Adicionado ao diesel de petróleo, essas reduções ocorrem proporcionalmente (ANP, 2015). Observa-se que o uso do biodiesel torna-se de grande valia tanto do ponto de vista ambiental quanto do ponto de vista de sustentabilidade, por ser um combustível oriundo de fontes renováveis.

Os ciclos de operação de motores de combustão interna podem ser modelados computacionalmente. Tal ferramenta é de grande importância, pois, antes mesmo deste ser fabricado, pode-se prever o seu comportamento. As simulações computacionais, ainda que simples, contribuem de forma muito significativa no desenvolvimento de novos motores e ainda de novos combustíveis, como é o caso do biodiesel, pois permitem a redução de recursos investidos em ensaios experimentais, bem como a redução do tempo empregado corrigindo possíveis erros. Esta possibilidade confere ao modelo computacional uma grande importância nesse cenário, tanto para fins acadêmicos quanto para fins industriais (SOUZA JR, 2009). O desenvolvimento de novas tecnologias tanto em termos de motores quanto em termos de combustíveis esbarra desde a questão do rendimento quanto à questão ambiental no que tange a emissão de poluentes, tornando a pesquisa nesse segmento de grande valia para o cenário mundial.

Neste trabalho será desenvolvido um programa computacional a fim de simular o ciclo termodinâmico de um motor diesel com injeção direta, monocilíndrico o qual será submetido à simulação com frações conhecidas de biodiesel em diesel convencional. Os dados computacionais serão validados posteriormente por meio de experimentos realizados em

bancada, com um motor monocilíndrico, fabricado pela AGRALE modelo M95W, de quatro tempos localizados no Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT-COPPE/UFRJ) utilizando diesel comercial (B3) e este misturado a frações de biodiesel até biodiesel puro (B100), conforme será especificado no decorrer do trabalho. Serão realizadas comparações dos parâmetros de desempenho para cada mistura de combustíveis utilizada.

### **1.1 Motivação**

Dado a grande importância de se utilizar uma matriz energética de fonte renovável bem como diminuir os índices de emissões de gases que provocam o efeito estufa, o estudo relativos a estes combustíveis empregados a motores se mostra importante nesse contexto.

No Brasil, a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), tem aumentado gradativamente a quantidade de biodiesel presente no diesel disponível nos postos de combustíveis. Atualmente, estão presentes 7% em volume de biodiesel no diesel presente no bico da bomba de postos de combustíveis (FARIA, 2015). Dado a importância já citada deste combustível, é de interesse da ANP ter percentuais cada vez maiores deste no diesel, entretanto é de fundamental importância o conhecimento de seu comportamento em serviço, para enfim, com segurança, utilizá-los.

### **1.2 Objetivo**

O objetivo deste trabalho é avaliar computacionalmente a influência de diversas proporções de mistura biodiesel/diesel e validar tais comportamentos com resultados experimentais. O modelo utilizado será o modelo zero-dimensional, ou seja, a única variável independente em cada ciclo será o tempo.

### **1.3 Organização do Trabalho**

O trabalho está organizado de forma ao capítulo 1 dar uma breve introdução ao tema e apresentar o objetivo do trabalho.

O capítulo 2 apresenta uma sucinta revisão bibliográfica acerca do assunto abordado neste trabalho.

No capítulo 3 será apresentada a fundamentação teórica que serviu como embasamento para o desenvolvimento da rotina computacional utilizada.

Os capítulos 4 e 5 apresentam a modelagem computacional, aproximações utilizadas e procedimento experimental utilizado para obtenção dos resultados experimentais, respectivamente.

No capítulo 6 são mostrados os resultados encontrados no simulador, os quais são comparados com os resultados experimentais através de uma análise sucinta destes resultados.

No capítulo 7 será apresentada a conclusão final e serão feitas sugestões para trabalhos futuros.

## **2. Revisão Bibliográfica e Estado da Arte**

### **2.1 Aspectos Gerais**

Em motores diesel o processo de combustão ocorre através da injeção do diesel diretamente no cilindro quando este está no fim do processo de compressão do ar, previamente admitido, pouco antes do momento desejado para que ocorra a combustão. O combustível, no estado líquido é injetado a altas pressões por meio de injetores e atomizado em pequenas gotículas no interior da câmara de combustão. Estas minúsculas gotas são vaporizadas e misturadas ao ar que devido às condições termodinâmicas (pressão e temperatura) presentes dentro do cilindro, possibilita a auto- ignição da mistura. Este processo ocorre dentro de um pequeno intervalo, no que diz respeito a alguns graus do eixo de manivelas do motor. A pressão no cilindro aumenta conforme a combustão vai se processando. A compressão adicional da mistura ainda não queimada reduz o atraso da ignição, assim como o tempo de evaporação do combustível posteriormente injetado. A injeção ocorre até que a quantidade desejada de combustível penetre no cilindro. Desta forma, as fases de atomização, vaporização, formação de mistura entre ar e combustível e a combustão vão se sucedendo durante todo o tempo de injeção. Adicionalmente, há mistura entre o ar remanescente no cilindro com os gases já queimados e aqueles que estejam sofrendo a queima contínua durante os processos de combustão e expansão (SOUZA JR, 2009).

Os motores de ignição por compressão, como é o caso dos motores diesel, não possuem frente de chama única (MOREIRA, 2000). Nestes motores, a combustão ocorre de forma simultânea em vários pontos da câmara. Estes pontos são aqueles em que a razão Ar/Combustível (A/C) é ideal para que ocorra a queima (HEYWOOD, 1988).

### **2.2 Modelos de Combustão em Motores**

Modelos de motores a combustão interna podem ser divididos em 3 categorias, segundo HEYWOOD (1980), a saber: zero-dimensionais, quasi-dimensionais e modelos mais

complexos que são chamados de multidimensionais. Os modelos zero-dimensionais e os quasi-dimensionais são conhecidos como fenomenológicos ou termodinâmicos, pois usam a análise termodinâmica dos fluidos de trabalho do motor (MELO, 2007).

De acordo com MELO (2007), os modelos zero-dimensionais têm base na primeira lei da termodinâmica tendo como sua única variável independente o tempo, e a taxa de queima do combustível vem de um modelo empírico. Os modelos quasi-dimensionais utilizam a taxa de queima de um submodelo físico, tendo como base um processo de combustão turbulenta. Os gases presentes no cilindro são classificados em duas zonas: gases queimados (produtos de combustão) e gases não queimados. Esses modelos são muito usados para estudo de emissões de poluentes, principalmente formação de óxidos de nitrogênio (NOx), hidrocarbonetos não queimados e material particulado (no caso de motores diesel).

Os modelos mais complexos e que fornecem resultados mais detalhados são os modelos multidimensionais. Estes utilizam equações diferenciais ordinárias de conservação de energia, em conjunto com modelos que descrevem os escoamentos turbulentos e de camada limite, dentre outros. Esses modelos devem ser capazes de fornecer informações detalhadas sobre o escoamento da mistura ar-combustível dentro do motor, além de informações sobre a razão de propagação e a geometria da frente de chama durante o processo de combustão. O conjunto de equações de conservação inclui massa, energia, quantidade de movimento e conservação de espécies em uma, duas ou três dimensões. Os modelos multidimensionais requerem um grande tempo computacional o que restringe o seu uso a quando de fato houver necessidade de grande detalhamento, o qual não seria conseguido por meio dos modelos zero-dimensional e quasi-dimensional (MELLO, 2007). Outros autores fazem divisões diferentes com relação aos modelos termodinâmicos:

JAMES (1984) divide esses modelos em zero-dimensional ou termodinâmicos, unidimensional, multidimensional e híbrido. E ainda, os modelos zero-dimensional são divididos em três subgrupos, de acordo como é feito o uso de massa queimada. O primeiro subgrupo é conhecido como “modelos de taxa de queima definida” (DRB), podendo utilizar a equação de Wiebe ou a equação do cosseno, por exemplo. O segundo grupo é chamado “modelos de frente de chama turbulenta” (WTFF), pois esses modelos relacionam a velocidade turbulenta de queima à intensidade do fluxo turbulento. O terceiro subgrupo é chamado modelo de combustão com zona dividida, sendo equivalente ao modelo quasi-dimensional definido por HEYWOOD (1980) (MELO,2007).

Os modelos híbridos são considerados intermediários entre os quasi-dimensionais e os multidimensionais classificados por HEYWOOD (1980). Permitindo que as equações de fluxo turbulento possam ser acopladas a submodelos do tipo termodinâmico do processo de combustão e troca de calor entre outros.

RAMOS (1989) utiliza outra forma de classificação, assim definidas: zona-simples, multi-zona, unidimensional e multidimensional. Em relação aos modelos propostos por HEYWOOD (1980) a modelagem de zona-simples equivale ao modelo zero-dimensional, a modelagem multi-zona a um modelo quasi-dimensional, e a modelagem unidimensional e multidimensional a um modelo multidimensional.

Neste trabalho, será utilizado o modelo zero-dimensional proposto por HEYWOOD (1980).

### **2.3 Modelo Termodinâmico Zero-Dimensional**

Os modelos termodinâmicos zero-dimensionais possuem quatro subdivisões, de acordo com o equacionamento de calores específicos ( $\bar{Y}$ ) e perda de calor pela parede. Segundo LANZAFAME *et al* (2003), existem duas vantagens relativas ao modelo zero-dimensional que consiste numa descrição precisa dos fenômenos físicos (calor liberado durante a combustão e troca de calor entre o gás e a parede do cilindro), bem como em função de sua simplicidade, um ganho de tempo computacional (MELO, 2007). Por ser uma modelagem zero-dimensional, as variáveis termodinâmicas, pressão e temperatura, são consideradas uniformes em todo o volume do cilindro a cada posição do eixo de manivelas.

De acordo com MELO (2007), são consideradas 4 aplicações distintas para o modelo zero-dimensional, onde todas as aplicações tem em comum a aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica no modelo matemático, se diferindo apenas entre a consideração ou não da razão dos calores específicos ( $\gamma$ ) serem dependentes da temperatura e da existência de perda de calor no cilindro. Conforme a tabela 1 tem-se os seguintes modelos:

Tabela 2.1 – Modelos Zero-Dimensionais (SOUZA JR, 2009)

Modelo Zero-D	Razão de Calores Específicos ( $\gamma$ )	Perda de Calor pela Parede ( $Q_{parede}$ )
1	Constante	Não
2	Constante	Sim
3	Varia com a temperatura	Não
4	Varia com a temperatura	Sim

O modelo de  $\gamma$  constante ainda é encontrado frequentemente, porém a modelagem mais precisa é a que prevê o uso de  $\gamma$  como função da temperatura e com troca de calor pela parede (Modelo 4).

Os modelos zero-dimensionais são bastante utilizados, sobretudo em pesquisa por propiciar uma resposta confiável e a baixo custo.

Em 1992, DA SILVA estudou o desenvolvimento da modelagem computacional termodinâmica zero-dimensional que fosse capaz de simular processos termodinâmicos em motores de combustão interna que utilizam o ciclo diesel.

A descrição da combustão foi realizada através da equação semi-empírica de Wieber (HEYWOOD, 1980) e para descrever o coeficiente de transferência de calor pela parede do cilindro foi utilizada a equação de Woschni (WOSCHNI, 1967). Para o equacionamento termodinâmico foram utilizadas as equações de balanço energético e mássico em sistemas abertos.

As hipóteses simplificadoras foram:

- Todo o combustível injetado era vaporizado e queimado e o gás era ideal;
- A mistura ar-combustível no cilindro era instantaneamente homogênea;

Para a solução do sistema de equações diferenciais foi utilizada a linguagem FORTRAN através do método Runge-Kuta de 4ª ordem (MELO, 2007).

Os dados necessários para a alimentação do programa são referentes as grandezas geométricas do motor, combustível utilizado, relação Ar/Combustível, condições de operação do motor, valores iniciais de temperatura e pressão na admissão do cilindro e parâmetros relativos aos coeficientes da equação de Wiebe e de Woschni.

Os dados de saída do programa são: as potências, rendimento, consumo específico de combustível, curvas de pressão e temperatura no cilindro, trabalho, temperatura média dos gases de escapamento, entre outros (MELO, 2007).

Em 2002, ALLA realizou simulações computacionais de um motor de quatro tempos de ignição por centelha, com o objetivo de analisar os parâmetros de desempenho do motor em função de diversas variáveis. Neste trabalho foi estudado o efeito da variação das propriedades da mistura ar-combustível (razão de equivalência entre a razão real e estequiométrica) e razão entre os calores específicos, das características do processo de combustão, dentre outros.

Por meio deste trabalho chegou-se ao resultado em que constatou-se o aumento da eficiência térmica acompanhando o aumento da taxa de compressão, através da visualização do gráfico do trabalho em função do ângulo do eixo de manivelas. Mesmo com a necessidade de se desprender mais energia para chegar ao ponto morto superior, devido a maior razão de compressão, o valor final da energia transmitida ao pistão foi maior. Também, avaliando a razão de equivalência da mistura ar-combustível, foram constatados maiores picos de pressão conforme o enriquecimento da mistura, com conseqüente aumento na geração de trabalho, partindo de misturas pobres até levemente ricas. Para o cálculo da eficiência térmica, porém a razão de equivalência foi levada a valores ainda maiores e pôde-se perceber que a partir de um determinado ponto a eficiência térmica passava a diminuir sensivelmente por causa da queda na eficiência da combustão. Através desta análise foi determinado o valor da razão de equivalência que fornecia a melhor eficiência térmica (MELO, 2007).

Tendo em vista os resultados obtidos por trabalhos anteriores pode-se observar que o modelo zero-dimensional é utilizado para simulação computacional tanto para motores que utilizam ciclo OTTO, quanto motores a ciclo diesel. Essa ferramenta computacional mostra-se de grande valia, pois pode prever, com uma boa confiabilidade, o comportamento de um motor antes mesmo que o mesmo seja fabricado.

## **2.4 Modelo Utilizado Neste Trabalho**

O modelo utilizado neste trabalho é um modelo zero-dimensional para motores a diesel descrito por SOUZA JR (2009). Neste modelo, a 1ª lei da termodinâmica é aplicada considerando o cilindro como um sistema fechado (considerou-se desde o momento de

fechamento da válvula de admissão até a abertura da válvula de escape). Também é utilizada a hipótese de que a mistura fresca e a de gases queimados formam uma mistura homogênea. Será utilizada a equação proposta por WOSCHNI (1967) para obtenção do coeficiente de troca de calor por convecção entre os gases no interior do cilindro e a parede do mesmo. Será utilizada a correlação de ANNAND (1963) para a perda de calor por radiação. Portanto, o presente trabalho irá considerar perdas de calor devido à convecção e a radiação.

O programa desenvolvido será capaz de simular os parâmetros de funcionamento de um motor a diesel a partir de misturas de diesel e biodiesel conforme feito por SOUZA JR (2009).

Este trabalho irá utilizar uma modelagem zero-dimensional do tipo 4 conforme indicado na tabela 1 deste trabalho. Neste modelo, as relações de calores específicos são variáveis com a temperatura, o que torna o modelo em questão bem mais confiável e preciso (SOUZA JR, 2009). Vale ressaltar que nos motores de ignição por compressão o combustível só é injetado quando o pistão encontra-se próximo do ponto morto superior (PMS) logo, a compressão é feita basicamente com o ar.

Os dados de entrada para o programa de simulação virão da geometria do motor, dados de operação, dados sobre o combustível etc. As variáveis apresentadas serão função do ângulo de manivelas, sendo este a única variável independente do sistema.

Neste trabalho será utilizado o modelo que foi inicialmente proposto por WIEBER (1962) e posteriormente modificado por WATSON (1980), pois é o modelo mais apropriado para reações químicas simultâneas, que pela natureza da reação são complexas, mas que não é o foco principal analisá-las. A descrição da combustão ocasionada por altas pressões dentro do cilindro podem ser divididas em duas partes: a 1ª é caracterizada por uma queima rápida da mistura ar/combustível e a 2ª fase pode ser pela queima lenta do restante da mistura. Esta formulação mostra-se bem completa, pois calcula a taxa de fornecimento de energia ao sistema levando-se em conta a influência da pressão e temperatura no interior da câmara.

As equações diferenciais para resolução do problema proposto neste trabalho serão realizadas pelo software MATHEMATICA. Este programa possui sub-rotinas adequadas para a resolução numérica de sistemas de equações diferenciais ordinárias.

### 3 Fundamentação Teórica

#### 3.1 Princípios termodinâmicos utilizados

No presente trabalho será admitido o ar contido no interior da câmara como um gás ideal (HEYWOOD,1988). Portanto, pode-se considerar a equação para a descrição do modelo:

$$PV = m_g R T \quad (3.1)$$

Admitindo-se que as grandezas: pressão, volume e temperatura sejam funções do ângulo entre os eixos das manivelas ( $\theta$ ), derivando-se a equação anterior em relação a  $\theta$ , têm-se:

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = m_g R \frac{dT}{d\theta} \quad (3.2)$$

Da equação 3.1, obtêm-se:

$$m_g R = \frac{P \cdot V}{T} \quad (3.3)$$

Substituindo-se (3.3) na (3.2) têm-se:

$$\frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \left( \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.4)$$

Além da equação para o gás ideal, será utilizada também a primeira lei da Termodinâmica, que estabelece em linhas gerais que a variação da energia interna de um sistema é dada pela diferença entre o calor trocado com o meio exterior e o trabalho realizado no processo (RAMALHO, 2001).

A primeira Lei da Termodinâmica escrita em sua forma diferencial considerando que haja variação do ângulo  $\theta$ , do eixo da manivela é dada por (HEYWOOD,1988):

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_T}{\delta\theta} - \frac{\delta W}{\delta\theta} \quad (3.5)$$

Sendo a quantidade calor total ( $Q_T$ ), determinada pela diferença entre o calor fornecido pelo combustível ( $Q_C$ ) e a perda de calor da parede ( $Q_P$ ), esta por sua vez utiliza dois dos princípios de propagação do calor: convecção e radiação.

$$\frac{\delta Q_T}{\delta \theta} = \frac{\delta Q_C}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_P}{\delta \theta} \quad (3.6)$$

Estima-se que a perda de calor por radiação na parede do motor situa-se na faixa de 20 a 35 %. As equações para a determinação da variação da quantidade de calor, com relação ao tempo devido à convecção e radiação, são dadas a seguir: (HEYWOOD,1988)

$$\frac{\delta Q_{CONV}}{\delta t} = h(\theta) \cdot A(\theta) \cdot (T - T_m) \quad (3.7)$$

$$\frac{\delta Q_{rad}}{\delta t} = \beta \cdot \sigma \cdot A(\theta) \cdot (T^4 - T_m^4) \quad (3.8)$$

Onde, somando-se as equações 3.7 e 3.8, obtêm-se:

$$\frac{\delta Q_P}{\delta t} = h(\theta) \cdot A(\theta) \cdot (T - T_m) + \beta \cdot \sigma \cdot A(\theta) \cdot (T^4 - T_m^4) \quad (3.9)$$

Sendo:

$h(\theta)$  → Coeficiente de transferência de calor;

$A(\theta)$  → Área de transferência de calor da parede do volume de controle;

$T_m$  → Temperatura média da parede do cilindro;

$\beta$  → Emissividade ( $\beta = 0,576$  para motores à Diesel, segundo STONE, 1999);

$\sigma$  → Constante de Stefan Boltzmann;

A variação do ângulo de manivelas  $\Delta\theta$  (em graus), com o tempo  $\Delta t$  (em segundos) e com a rotação ROT (em r.p.m) é dada por (HEYWOOD,1988):

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta}{6 \cdot ROT} \quad (3.10)$$

Para que se obtenha a perda de calor da parede em relação ao ângulo de manivelas, utiliza-se a regra da cadeia:

$$\frac{\delta Q_P}{\delta \theta} = \frac{\delta Q_P}{\delta t} \cdot \frac{\delta t}{\delta \theta} \quad (3.11)$$

Pela equação (3.10):

$$\frac{\delta t}{\delta \theta} = \frac{1}{6 ROT} \quad (3.11.1)$$

Logo:

$$\frac{\delta Q_P}{\delta \theta} = \frac{h(\theta) \cdot A(\theta) \cdot (T - T_m) + \beta \cdot \sigma \cdot A(\theta) \cdot (T^4 - T_m^4)}{6 \cdot ROT} \quad (3.12)$$

Logo a variação da energia interna com relação ao ângulo  $\theta$ , será dada por:

$$\frac{dU}{d\theta} = \left( \frac{\delta Q_C}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_P}{\delta \theta} \right) - \frac{\delta W}{\delta \theta} \quad (3.13)$$

A partir da equação 3.13, pode-se obter segundo HEYWOOD, importantes relações:

$$\frac{dU}{d\theta} = m_g T \frac{dC_v}{d\theta} + m_g C_v \frac{dT}{d\theta} \quad (3.14)$$

$$\frac{\delta W}{\delta \theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.15)$$

Onde  $C_v$  é o calor específico.

Substituindo 3.14 e 3.15 em 3.13, Têm-se:

$$m_g T \frac{dC_v}{d\theta} + m_g C_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{\delta Q_C}{\delta \theta} - \frac{\delta Q_P}{\delta \theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (3.16)$$

Como  $P \cdot V = m_g \cdot R \cdot T$ , substituindo esse resultado na equação anterior e dividindo o lado direito da mesma por  $P \cdot V$ , vêm:

$$\frac{1}{R} \frac{dC_v}{d\theta} + \frac{C_v}{RT} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{PV} \left( \frac{\delta Q_C}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_P}{\delta\theta} \right) - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.17)$$

Por HEYWOOD (1988), têm-se:

$$R = c_p - c_v \quad (3.18a)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.18b)$$

Substituindo esses resultados de  $\gamma$  e  $R$  na equação 3.16, têm-se:

$$\frac{1}{\gamma - 1} \left[ \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{(\gamma - 1)} \frac{d\gamma}{d\theta} \right] = \frac{1}{PV} \left[ \frac{\delta Q_C}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_P}{\delta\theta} \right] - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (3.19)$$

### 3.2 Volume de Controle

Denomina-se volume de controle do modelo, o fluido contido no interior do cilindro. Os limites da região do volume de controle são: as paredes laterais do cilindro, o topo do pistão e o cabeçote do motor (BECERRA, 1996).

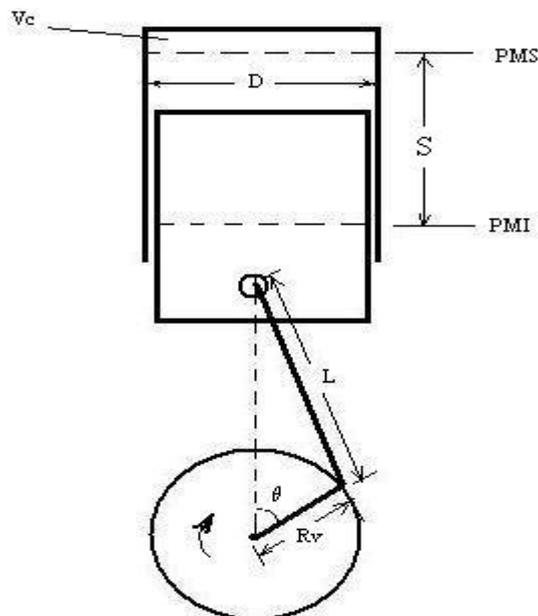


Figura 3.1: Parâmetros geométricos do motor (HEYWOOD,1988)

Onde:

$D \rightarrow$  Diâmetro do cilindro;

$L \rightarrow$  Comprimento da Biela;

$R_v \rightarrow$  Raio do eixo do virabrequim;

$\theta \rightarrow$  Ângulo entre os eixos de manivelas;

$V_c \rightarrow$  Volume da câmara de combustão;

$S \rightarrow$  Curso do pistão, distância entre o ponto morto inferior e o ponto morto superior;

As fórmulas para o volume e área em função do ângulo  $\theta$ , segundo HEYWOOD são:

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r - 1) \left[ BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180}\right) - (BM^2 - \text{sen}^2\left(\frac{\theta\pi}{180}\right))^{0.5} \right] \right\} \quad (3.20)$$

$$A(\theta) = \frac{2\pi D^2}{4} + \frac{\pi DS}{2} \left[ BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180}\right) - (BM^2 - \text{sen}^2\left(\frac{\theta\pi}{180}\right))^{0.5} \right] \quad (3.21)$$

Define-se a razão de compressão ( $r$ ), como sendo a razão entre o volume máximo ( $\theta = -180^\circ$ ) e o volume mínimo ( $\theta = 0$ ) no interior do cilindro.

Para o cálculo da velocidade média do pistão e do volume deslocado (cilindrada), obtém-se por HEYWOOD, respectivamente:

$$S_p = \frac{2 \cdot S \cdot ROT}{60} \quad (3.22)$$

$$V_d = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4} \quad (3.23)$$

Onde  $S$  é o curso do pistão.

### 3.3 Coeficiente de Transferência de Calor

De acordo com a definição da lei de resfriamento de Newton a taxa de variação da temperatura do corpo com o tempo é proporcional à diferença entre a temperatura do corpo e a temperatura ambiente ( $T_m$ ), ou seja:

$$\frac{dT}{dt} = k(T - T_m) \quad (3.24)$$

Segundo WOSCHNI (1967), o coeficiente de transferência de calor dado em função do ângulo entre os eixos das manivelas ( $h(\theta)$ ) é uma função da pressão (P), da temperatura no interior da câmara (T), da velocidade média do pistão ( $S_p$ ) e da velocidade do gás na câmara ( $V_g$ ). Tal coeficiente pode ser obtido a partir das seguintes equações:

$$h(\theta) = 3,26 \cdot D^{-0,2} P^{0,8} T^{-0,55} V_g^{0,8} \quad (3.25)$$

$$V_g = 2,28 \cdot S_p + 0,00324(P - P_0) \cdot V_d + \frac{T_1 \cdot P_1}{V_1} \quad (3.26)$$

Denomina-se  $P_0$ , a pressão no interior da câmara antes da ocorrência da combustão,  $V_d$  corresponde ao volume deslocado,  $T_1$ ,  $P_1$  e  $V_1$  são respectivamente: temperatura, pressão e volume no ângulo de fechamento da válvula de admissão.

Como fora dito anteriormente adotar-se a o coeficiente para a radiação  $\beta = 0,576$  (STONE, 1992).

### 3.4 Períodos de Combustão

Como o período de combustão não ocorre instantaneamente, dividimos em três fases distintas, a saber (SOUZA JR, 2009):

**a) Período do atraso da ignição:** ocorre desde o início da injeção até o início da combustão, sendo constituído de duas fases: o atraso físico e o atraso químico. O atraso físico é o intervalo de tempo que o combustível injetado leva para atomizar-se em pequenas gotículas, vaporizar e formar a mistura com o ar. O tempo total para que isto ocorra depende basicamente de fatores tais como a pressão de injeção e da pressão e da temperatura do ar admitido na câmara de combustão. O atraso químico, por sua vez, é função unicamente do número de cetano (NC) do combustível. Quanto maior o número de cetano, menor será o atraso químico.

**b) Período da combustão pré-misturada:** também conhecido como período da combustão rápida, estende-se do início da combustão até o ponto de máxima pressão do ciclo. É caracterizado pela elevação brusca de pressão que é ocasionada pela queima da parcela do

combustível injetado que já formou mistura com o ar. A elevação brusca na pressão é a responsável pelo ruído.

**c) Período da combustão difusiva:** também conhecido como período da combustão controlada, ocorre logo após o período da combustão pré-misturada. A quantidade de combustível injetado que ainda não formou uma mistura apropriada com o ar até o momento da ignição vai sendo consumida de forma mais lenta durante a combustão, caracterizando as “frentes de chama” nos motores diesel.

### 3.5 Etapas do processo de Combustão

Segundo Heywood (1988) pode-se classificar as fases de combustão de um motor diesel de injeção direta em atraso de ignição, combustão rápida ou pré-misturada, combustão difusiva e combustão final, que serão sucintamente descritas abaixo.

#### 3.5.1 Atraso de ignição

Corresponde o período entre o início da injeção e a ignição do combustível. Uma ótima aproximação, comparada experimentalmente que determina o atraso de ignição como função da temperatura e da pressão fora desenvolvida por Handberg et all (1979):

$$\tau_{AI}(\Delta\theta) = (0,36 + 0,22 \cdot S_p) \cdot e^{\left[ E_a \left( \frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left( \frac{21,2}{P-12,4} \right)^{0,63} \right]} \quad (3.27)$$

Em que  $E_a$  é a energia de ativação que pode ser obtida pela seguinte relação:

$$E_a = \frac{618840}{NC + 25} \quad (3.28)$$

Onde:

NC: Número de cetano do combustível;

R: Constante universal dos gases;

A utilização de combustíveis com valores baixos ou elevados, no que se refere ao número de cetano, poderá acarretar problemas nos motores. Elevado número de cetano implica em menor retardo de ignição. O Biodiesel apresenta um número de cetano maior do que o diesel (Bala Apud.Demirbas, 2008).

Um valor de NC muito elevado poderá acarretar uma combustão incompleta, ou seja, a mistura ar-combustível não obteve uma boa formação; um valor de NC, muito baixo provoca a inconstância do motor, falhando, levando mais tempo para aquecer, formando também uma mistura incompleta (Knotheet *et al.*, 2005). Utilizando uma transformação de coordenadas, obtém-se o atraso de ignição como uma função do tempo em milissegundos:

$$\tau_{AI}(\Delta\theta) = \frac{\tau_{AI}(\Delta\theta)}{0,006ROT} \quad [\text{ms}] \quad (3.29)$$

O ângulo de início da combustão ( $\theta_{ic}$ ) poderá ser determinado conhecendo-se o ângulo em que é feita a injeção ( $\theta_{ii}$ ), através da seguinte formulação:

$$\theta_{ic} = \theta_{ii} + \tau_{AI}(\Delta\theta) \quad (3.30)$$

### 3.5.2 Combustão Rápida ou Pré-misturada

Ocorre em poucos ângulos dos eixos do virabrequim, entre a mistura do ar e do combustível contidos na câmara, no intervalo de tempo entre a injeção de combustível e a ignição do mesmo. A cinética das reações em cadeias é o fator crucial na determinação da velocidade de liberação de energia (HEYWOOD,1988).

### 3.5.3 Combustão difusiva

É a combustão controlada pela velocidade da mistura do vapor de combustível com o ar, quando na zona de queima (HEYWOOD, 1988).

### 3.5.4 Combustão final

Período em que os focos de ignição vão se extinguindo.

### 3.6 Calor Liberado Pelo Combustível

No presente trabalho, o modelo de combustão será o descrito pela teoria cinética das reações em cadeias, segundo o qual a fração do combustível queimada em cada fase da combustão  $x(\theta)$  é expressa por (WIEBE,1962):

$$x(\theta) = 1 - e^{-a \cdot \left[ \frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_c} \right]^{m+1}} \quad (3.31)$$

No qual  $\Delta\theta_c$  é o tempo total em que ocorre a combustão; “a” é o parâmetro de eficiência da combustão;

Adota-se “x” igual a 0,999, para um valor de a igual a 6,9078 ou ainda x igual a 0,99 para um valor de a igual a 4,605. Recomenda-se utilizar o valor de a no intervalo de  $4,605 < a < 6,908$ . Neste trabalho será adotado o valor de a igual a 4,605.

WATSON *et all.*(1980) e MIYAMOTO *et all* (1985), propuseram uma modificação na equação de WIEBE (1962) para  $x(\theta)$ , partindo da observação de que a mesma não abordava os dois máximos da taxa de liberação de calor, expressando-a da seguinte forma:

$$x(\theta) = 1 - \left( x_p \cdot e^{-a \cdot \left[ \frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right]^{m_p+1}} + x_d \cdot e^{-a \cdot \left[ \frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right]^{m_d+1}} \right) \quad (3.32)$$

Na qual:

$x_p$ : Fração de combustível queimado na fase da combustão pré-misturada;

$x_d$ : fração de combustível queimado na fase da combustão difusiva.

$\Delta\theta_p$ : duração da combustão pré-misturada;

$\Delta\theta_d$ : duração da combustão difusiva;

$m_p$ : fator de forma da câmara para a fase da combustão pré-misturada;

$m_d$ : fator de forma da câmara para a fase da combustão difusiva.

Observa-se que  $x_p + x_d = 1$ ;

Utilizando-se de análises de diagramas experimentais de pressão no interior do cilindro em motores de ignição por compressão, MIYAMOTO *et al.* (1985), constataram que para esses motores, os parâmetros,  $m_p$  e  $m_d$  permaneciam constantes independentemente das condições de operação desses motores e  $\Delta\theta_p$  sofria variação de menos de 2%. Observaram que  $x_p$  e  $\Delta\theta_d$  são funções lineares da quantidade de combustível injetada até o início da combustão. Concluíram que para motores de injeção direta, o valor obtido para  $m_p$  é

geralmente 3,0 e para  $m_d$  equivale a 1,0, podendo entretanto, variar ligeiramente de motor para motor.

A energia a qual o combustível fornece ao sistema é dada por:

$$Q_{\text{comb}} = m_{\text{comb}} \cdot \text{PCI} \quad (3.33)$$

Em que PCI é o poder calorífico inferior do combustível (unidade: J/Kg).

Para determinação da taxa de liberação de energia com relação à taxa de queima do combustível utiliza-se a formulação a seguir:

$$\frac{\delta Q_{\text{comb}}}{\delta \theta} = Q_{\text{comb}} \cdot \frac{dx}{d\theta} \quad (3.34)$$

Em que  $(dx)/d\theta$  está relacionando a taxa de queima do combustível e  $x$  é a fração de combustível queimado.

### 3.7 Razões dos Calores Específicos

ZHOU *et al.* (2005) publicaram que o calor específico do biodiesel de soja, na temperatura ambiente, é cerca de 40% maior que o do óleo diesel, portanto, o calor específico do biodiesel será calculado multiplicando-se ao calor específico do óleo diesel o fator 1,4.

Os produtos da combustão a serem utilizados no trabalho tem seus coeficientes para o calor específico a pressão constante conforme a tabela 3.1. Portanto, inicialmente, será adotada uma simplificação considerando que todo o excesso de ar nos reagentes será convertido em oxigênio e nitrogênio ( $O_2$  e  $N_2$ ) nos produtos (SOUZA JR, 2009). O programa simulador irá calcular, nesta primeira etapa, a temperatura mais alta na câmara, que é, teoricamente, a temperatura onde ocorre o equilíbrio químico entre as espécies químicas (KUO, 1986).

Será considerado o ar como uma mistura constituída por: 21 % de  $O_2$  e 79 % de  $N_2$ , Através de experimentos RAKOPOULOS *et al.* (1994) determinaram, um polinômio do 4º grau onde o calor específico do óleo diesel varia com a temperatura, até 3000 K:

$$c_{pD}(T) = a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4 \quad (3.35)$$

Para os calores específicos dos gases foi proposto um polinômio de 5º grau logarítmico como função da temperatura. LANZAFAME *et all* (2001) propôs este polinômio com validade para temperaturas superiores a 4000K que são temperaturas que podem ser atingidas em motores de combustão interna. Neste trabalho utilizou-se este modelo matemático conforme exposto na equação (3.35).

$$C_p(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (3.36)$$

Os coeficientes  $a_n$  são obtidos a partir da tabela 3.1 para as espécies químicas variadas utilizadas neste trabalho.

Tabela 3.1: Coeficientes para o cálculo do  $c_p$  em J/mol.K

Reagentes	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
Óleo Diesel e Biodiesel*	xxxx	6,40	0,053	-0,0000127	0,00000000106	xxxx
O <sub>2</sub>	10228,34260	-7184,92333	2010,86808	-279,69496	19,34823	-0,53257
N <sub>2</sub>	-7513,36420	5708,38047	-1712,17390	254,29554	-18,69984	0,54497
Produtos	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
CO <sub>2</sub>	-1412,36785	1288,46770	-452,81197	77,54809	-6,43522	0,20754
H <sub>2</sub> O	-11780,76495	8490,52180	-2414,77575	339,33662	-23,54277	0,64541
O <sub>2</sub>	10228,34260	-7184,92333	2010,86808	-279,69496	19,34823	-0,53257
N <sub>2</sub>	-7513,36420	5708,38047	-1712,17390	254,29554	-18,69984	0,54497
CO	-2644,1160641	2118,612114474	-660,234117	101,081959	-7,603857	0,22518
NO	-2333,028363	1927,66396650	-615,337750	96,1500675	-7,362231	0,221486

\*Cp do Biodiesel admitido como 40% maior que o do óleo Diesel

## 4 Modelagem Computacional

### 4.1 Modelagens dos combustíveis

Neste trabalho utilizou-se para a simulação computacional, dados referentes ao diesel comercial, biodiesel e suas misturas em proporções conforme definidas e apresentadas posteriormente. Para fins de simplificação do modelo de combustão, será introduzido o conceito de combustível equivalente (SOUZA JR, 2009, HEYWOOD,1988).

O combustível equivalente terá em sua composição molecular átomos de C (Carbono), H (Hidrogênio) e O (Oxigênio) com a seguinte fórmula molecular:  $C_oH_pO_q$  onde o, p e q são as quantidades de cada átomo.

O óleo diesel utilizado neste trabalho tem sua fórmula molecular  $C_{13}H_{28}$  e a fórmula molecular média do biodiesel utilizado será  $C_{20}H_{37}O_2$ . Esses dados tanto do diesel quanto do biodiesel serão utilizados no cálculo do combustível equivalente para a entrada no programa para simulação computacional.

### 4.2 Combustível Equivalente

No tópico anterior definiram-se as fórmulas moleculares do diesel e do biodiesel, entretanto para fins computacionais utiliza-se o conceito de combustível equivalente para o “input” do programa. Para o cálculo da fórmula molecular do combustível equivalente, utiliza-se a seguinte relação (SOUZA JR, 2009):

$$C_oH_pO_q \rightarrow \%D.(C_{13}H_{28}) + \%B.(C_{20}H_{37}O_2) \quad (4.1)$$

Onde:

$$O = \%D \times 13 + \%B \times 20$$

$$P = \%D \times 28 + \%B \times 37$$

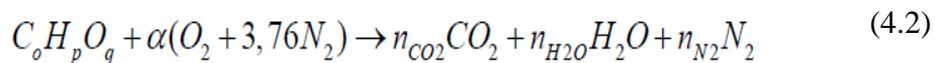
$$Q = \%B \times 2$$

Em que %D e %B são as porcentagens de diesel e biodiesel presentes na mistura, respectivamente.

### 4.3 Equações da Combustão

#### 4.3.1 Combustão Completa

A equação da combustão completa utilizando o combustível equivalente será (SOUZA JR, 2009):

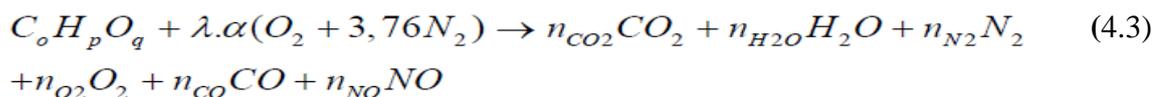


Após o balanceamento químico de C, H, O e N adequados, obtém-se o número de moles necessários de ar ( $\alpha$ ) para a combustão completa.

Na prática, alguns fatores como a falta de homogeneidade entre ar-combustível, bem como rápidas variações de temperatura e tempo muito curto para oxidação química contribuem para que o estado de equilíbrio termodinâmico seja alcançado (SOUZA JR, 2009, MOREIRA, 2000). Com isso, tem-se a presença de alguns tipos moleculares que são característicos de combustão incompleta, como: O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub> e CO, Oxigênio, Hidrogênio e Monóxido de Carbono, respectivamente. Além da presença de óxidos de Nitrogênio (NO<sub>x</sub>) que é resultante da reação entre o nitrogênio do ar com o oxigênio a altas temperaturas atingidas na câmara de combustão.

#### 4.3.2 Combustão Incompleta

Para as situações reais (Combustão Incompleta) de motores ciclo diesel, tem-se a seguinte equação de combustão:



Conforme já mencionado, na combustão incompleta temos a presença de algumas formas moleculares que não estão presentes na combustão completa. Tem-se também,  $\lambda$  que é a quantidade de mols de ar no ciclo real. Como no ciclo diesel temos excesso de ar na câmara

de combustão, temos que  $\lambda > 1$ . Neste trabalho, como não se tem por objetivo fazer a análise dos gases de combustão nem das emissões e partindo da premissa observada por SOUZA JR(2009) em que as emissões de CO e NO não influenciam na simulação de forma significativa, serão considerados apenas como produto da combustão incompleta CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub> e O<sub>2</sub>, ou seja, todo o excesso de ar saindo sob a forma de oxigênio.

#### 4.4 Razão de Calores Específicos entre Reagentes e Produtos

A razão de calores específicos ( $\gamma$ ) pode ser obtida apenas em função do calor específico à pressão constante ( $C_p$ ), como vemos abaixo:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} \quad (4.4)$$

Segundo HEYWOOD (1988) e SOUZA JR (2009), pode-se calcular a razão de calores específicos de uma mistura utilizando a seguinte relação:

$$\gamma = \frac{1}{n_t} \sum_i n_i \gamma_i \quad (4.5)$$

Onde  $n_t$  é o número total de moles na mistura,  $n_i$  é o número de moles de cada componente e  $\gamma_i$  é a relação entre os calores específicos de cada componente.

Aplicando a equação (4.6) aos reagentes e produtos, obtém-se:

$$\gamma_r = \frac{1}{(n_t)_r} \sum_i (n_i \gamma_i)_r \quad (4.6)$$

$$\gamma_p = \frac{1}{(n_t)_p} \sum_i (n_i \gamma_i)_p \quad (4.7)$$

## 4.5 Cálculo do Gama Equivalente

MELLO (2007) e SOUZA JR (2009) utilizaram a proposta do gama equivalente, onde levando-se em consideração que a transformação de reagente em produto se dá de forma linear. A fração da mistura de reagentes que foi queimada durante a combustão é representada por “x” (Equação de WEBER) e combinando-se as equações (4.6) e (4.7) levando-se em conta a linearidade da relação, chega-se a seguinte relação:

$$\gamma_{eq} = (1 - x)\gamma_r + x\gamma_p \quad (4.8)$$

Na figura 4.1 abaixo, mostra-se a variação do gama nas fases do motor. Vale ressaltar a variação brusca que ocorre com o gama equivalente quando no evento da combustão.

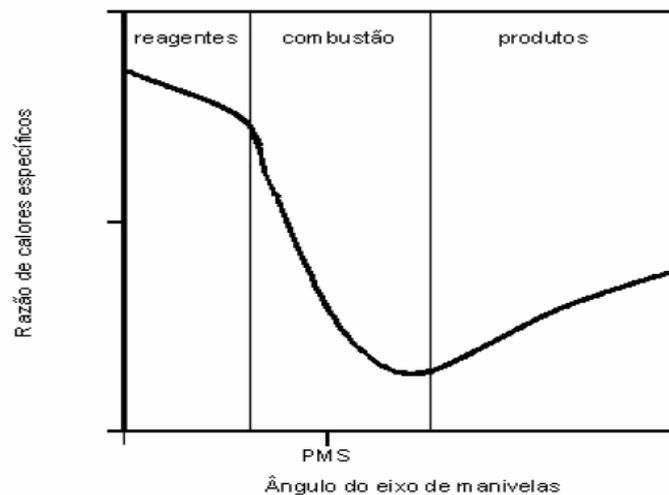


Figura 4.1: Gráfico Ilustrativo do  $\gamma_{eq}$  como função do ângulo do eixo de manivelas.

Os dados de entrada para a simulação podem ser divididos em (MELLO, 2007):

- Grandezas geométricas do motor, sistema cilindro-pistão: diâmetro interno do cilindro ( $D$ ), curso do pistão ( $S$ ), razão de compressão ( $r$ ), comprimento da biela ( $L$ ), raio do virabrequim ( $R_v$ );
- Dados de projeto do motor: ângulo de fechamento da válvula de admissão e de abertura da válvula de descarga;
- Dados referentes ao combustível utilizado: fórmula do combustível equivalente

(Diesel e Biodiesel), poder calorífico inferior dos combustíveis (*PCI*), relação ar-combustível (*AC*), número de cetano do diesel e do biodiesel, equação única para o  $c_p$  dos combustíveis;

- Dados dos componentes da combustão: equações de calor específico a pressão constante, em função da temperatura, para os componentes dos reagentes e dos produtos da combustão ( $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ );
- Condições de operação do motor: Pressão no fechamento da válvula de admissão do cilindro, massa da mistura admitida no ciclo, temperatura da parede do cilindro, ângulo de ignição e rotação;
- Parâmetros relativos à combustão: ângulo de liberação de energia (início da combustão) e duração da combustão.

O número de cetano do combustível equivalente fora obtido através de um motor CFR (SOUZA JR, 2009) e constam abaixo na tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Número de cetano dos combustíveis analisados (SOUZA JR, 2009).

Combustível	NC
B3	45,1
B10	46,7
B20	47,6
B50	49,3
B100	52,1

#### 4.6 Procedimento de Cálculo

Após os dados de entrada serem inseridos no programa, será descrito o procedimento baseado em MELLO (2007) e SOUZA JR (2009) o qual será utilizado para a resolução das equações diferenciais ordinárias apresentadas no capítulo anterior.

Na figura 4.2, observa-se o fluxograma do algoritmo do programa simulador utilizado neste trabalho:

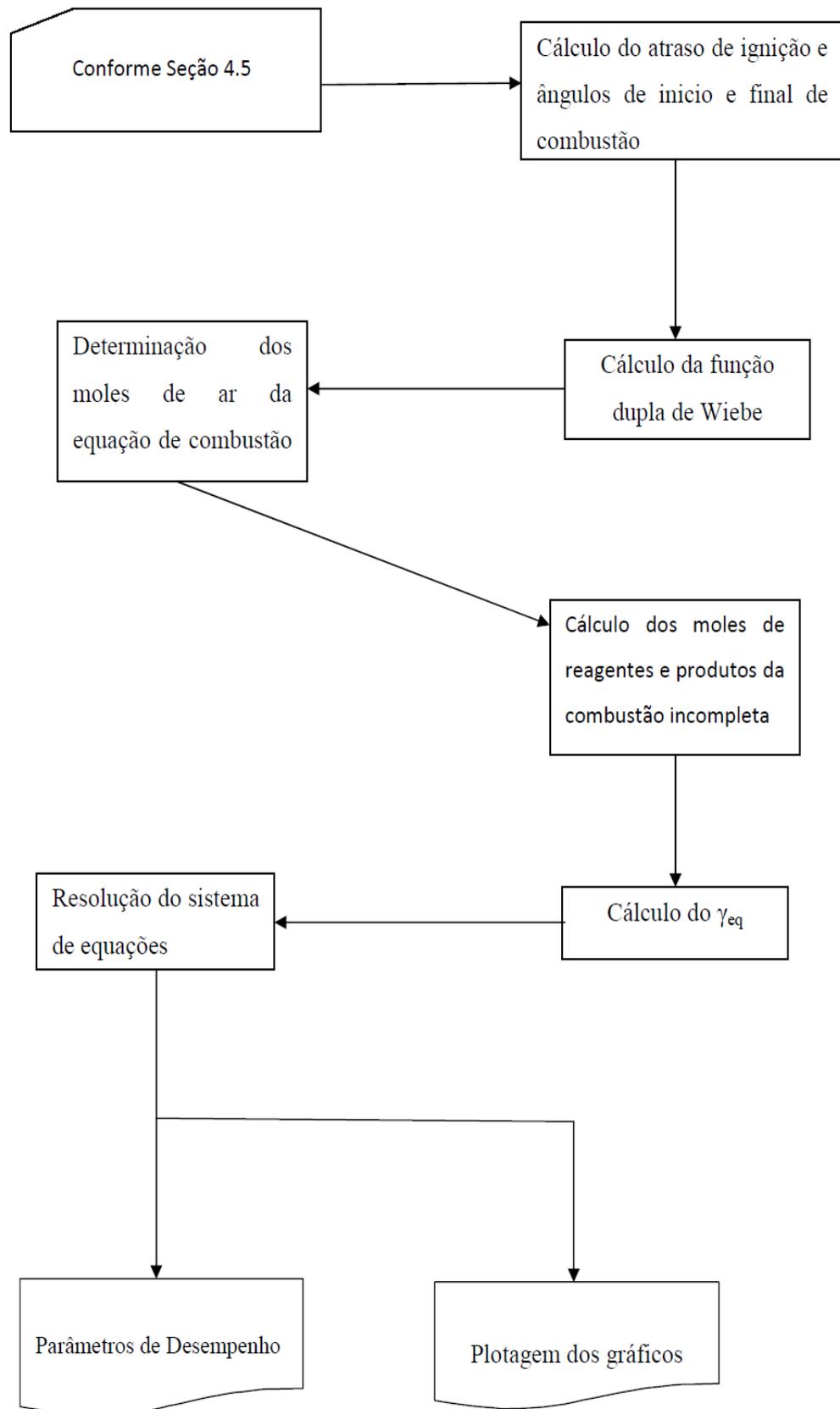


Figura 4.2: Fluxograma do algoritmo utilizado no programa

Numa primeira fase, o programa irá calcular dados como o número de moles de ar para a combustão completa e posteriormente calcular o número de moles de reagentes e produtos para a combustão incompleta. Determina-se também o atraso de ignição e como consequência o ângulo de início e fim da combustão. De posse destes valores pode-se determinar o comportamento da queima da fração de combustível com o ângulo de manivela.

Em uma segunda etapa as equações diferenciais serão resolvidas no software MATHEMÁTICA onde será usada a função NDSolve em seu modo automático que permite a resolução de equações diferenciais de forma otimizada. A resolução das equações será para a pressão, temperatura, calor transferido e trabalho.

Com a resolução das equações diferenciais, pode-se obter a curva para a temperatura, pressão, calor fornecido e trabalho em função do ângulo de manivela.

## 4.7 Parâmetros de Desempenho do Motor

Considera-se para fins de desempenho do motor os seguintes parâmetros: trabalho indicado, pressão média indicada, potência indicada, potência efetiva, torque indicado, torque efetivo, consumo específico de combustível, atraso da ignição, pressão máxima no interior do cilindro e ângulo em que ocorreu a pressão máxima.

As relações usadas para o cálculo e as demais considerações serão apresentadas no decorrer deste tópico.

### 4.7.1 Trabalho Indicado

Tendo em vista que o programa é válido quando o cilindro estiver com ambas as válvulas fechadas, o cálculo do trabalho indicado ( $W_i$ ) deverá ser feito utilizando-se da seguinte relação (HEYWOOD, 1988):

$$W_i = \int_{fv}^{av} P(\theta) dV \quad (4.9)$$

Onde  $\alpha_v$  e  $\beta_v$  são os ângulos de abertura da válvula de escape e fechamento da válvula de admissão, respectivamente.

#### 4.7.2 Pressão Média Indicada

Por definição, a pressão média indicada é a pressão que ocorreria no interior do cilindro caso durante o ciclo fosse mantida uma pressão uniforme para realização do mesmo trabalho indicado calculado anteriormente. Obtém-se a pressão média indicada pela seguinte relação (HEYWOOD, 1988):

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_d} \quad (4.10)$$

Onde  $V_d$  é o volume deslocado (cilindrada).

#### 4.7.3 Potência Indicada

Define-se potência indicada como a potência que ocorre no interior do cilindro e calcula-se através da seguinte relação (HEYWOOD, 1988):

$$Pot_i = \frac{P_{mi} \times V_d \times Rot}{120} \quad (4.11)$$

#### 4.7.4 Potência Efetiva

Potência efetiva, também conhecida como potência útil é aquela medida no eixo do motor e, portanto é a potência que será utilizada, já descontando as perdas mecânicas, seja ela de qual ordem for. Considerando o rendimento mecânico ( $n_m$ ), determina-se a potência efetiva dada pela seguinte relação:

$$Pot_e = n_m \cdot Pot_i \quad (4.12)$$

#### 4.7.5 Torque Indicado e Torque Efetivo

Determina-se o torque segundo a seguinte relação (SOUZA JR, 2009):

$$T_q = \frac{60 \cdot Pot}{2\pi \cdot Rot} \quad (4.13)$$

Utilizando o mesmo raciocínio aplicado a potência, têm-se:

$$T_{q_i} = \frac{60 \cdot Pot_i}{2\pi \cdot Rot} \quad (4.14)$$

$$T_{q_e} = n_m \cdot T_{q_i} \quad (4.15)$$

Onde  $T_{q_i}$  e  $T_{q_e}$  são respectivamente o torque indicado e o torque efetivo.

#### 4.7.6 Rendimento Indicado

Para calcular o rendimento indicado ( $n_i$ ) faz-se o quociente entre o trabalho indicado ( $W_i$ ) e a energia introduzida no sistema, conforme a relação dada abaixo:

$$n_i = \frac{W_i}{m_{comb} \cdot PCI} \quad (4.16)$$

#### 4.7.7 Consumo Específico de Combustível

O consumo específico de combustível (CEC) é definido como sendo a quantidade de combustível necessária para se produzir uma determinada potência (efetiva) durante um certo intervalo de tempo. Geralmente, é expresso em g/KWh. É dado pela seguinte expressão (HEYWOOD, 1988):

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_e} \quad (4.17)$$

## 5. Atividades experimentais

### 5.1 Combustíveis utilizados

Conforme descrito por SOUZA JR (2009), a parte experimental foi realizada utilizando-se duas matrizes energéticas (B3 e B100), sendo B3 o óleo diesel comercial e B100 o Biodiesel de soja, foram fabricados os combustíveis: B10, B20 e B50, de acordo com a tabela abaixo:

Tabela 5.1- Volumes de B3 e B100 utilizados para na obtenção dos combustíveis

Combustível Final (1000 ml)	B3 (ml)	B100 (ml)
B10	930	70
B20	830	170
B50	530	470

O óleo diesel é um componente resultante da destilação do petróleo. É formado por átomos de carbono, hidrogênio e em baixas concentrações enxofre, nitrogênio e oxigênio. É um produto pouco inflamável, medianamente tóxico, pouco volátil (TEIXEIRA, 2010).

O início dos experimentos ocorreu em Agosto de 2008, sendo utilizado o diesel número 2 (óleo diesel comercial), com 3 % de biodiesel. Segundo a BR-distribuidora, o biodiesel contido na mistura é o do tipo metílico originário da soja.

O biodiesel de soja é um éster de ácido graxo, obtido pela reação de transesterificação de óleos ou gorduras com álcoois de cadeia curta, tais como metanol e etanol, na presença de um catalizador. Dentre as fontes para a obtenção do biodiesel podem ser citadas: mamona, dendê (palma), girassol, babaçu, amendoim, pinhão manso e soja (MEIRELLES FILHO, 2003).

Segundo a ANP (2008), define-se Biodiesel – B100 como combustível composto de alqui-ésteres de ácidos graxos de cadeia longa, derivados de óleos vegetais ou de gorduras animais.

A aquisição do B100 de soja, para a realização da atividade, fora bastante complicada, pois este, por sua vez, só é fornecido às distribuidoras autorizadas, as quais são responsáveis pela adição dos mesmos ao diesel comercial.

A primeira solução encontrada pela equipe, responsável pela pesquisa, foi produzir o B100, com a autorização do Instituto Virtual Internacional de Mudanças Globais (IVIG), que

pertence à COPPE, o qual dispõe de uma planta de produção de biodiesel, tendo sido autorizada pelo IVIG fora produzido o B100.

A análise do produto final, bem como a adequação da substância para a utilização em motores diesel por compressão, ficou sob a responsabilidade do Programa de Engenharia Química (PEQ), órgão pertencente à COPPE.

## 5.2 Instrumentos utilizados nos testes

Na figura 5.1, pode-se observar todo o sistema de aquisição dos dados experimentais, o qual fora realizado por três grandes grupos de equipamentos de medição:

- Sistema de medição relacionado ao torque, potência e rotação e ao controle de temperaturas (em várias partes do motor);
- Sistema de medição da porcentagem dos gases de descarga;
- Sistema de medição da variação da pressão no interior do cilindro do motor sincronizada com a posição do eixo de manivelas.

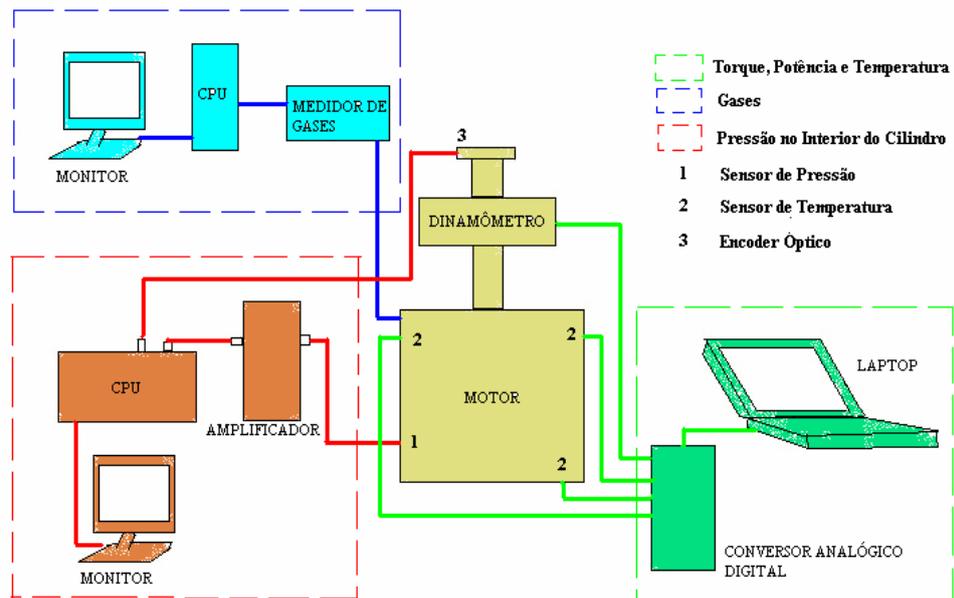


Figura 5.1: Instrumentos de medições utilizados no experimento (SOUZA JR, 2009).

O dinamômetro utilizado é da marca DINAMATIC, do tipo corrente parasita (ou de absorção), em que o usuário pode fazer simulações do torque desejado através do sistema de aquisição de dados utilizado (DinMon). Este equipamento tem a capacidade de medir a potência e o trabalho executado na unidade de tempo por um motor. O software do sistema DinMon possui dois canais de saída analógica, um para controle da rotação e outro para controle do torque. Ainda possui oito canais de temperatura compatíveis com termopar tipo K.

Através deste sistema foram medidas: rotação, torque, potência e temperaturas (água de resfriamento do motor, ar de admissão, gases de descarga e óleo lubrificante).

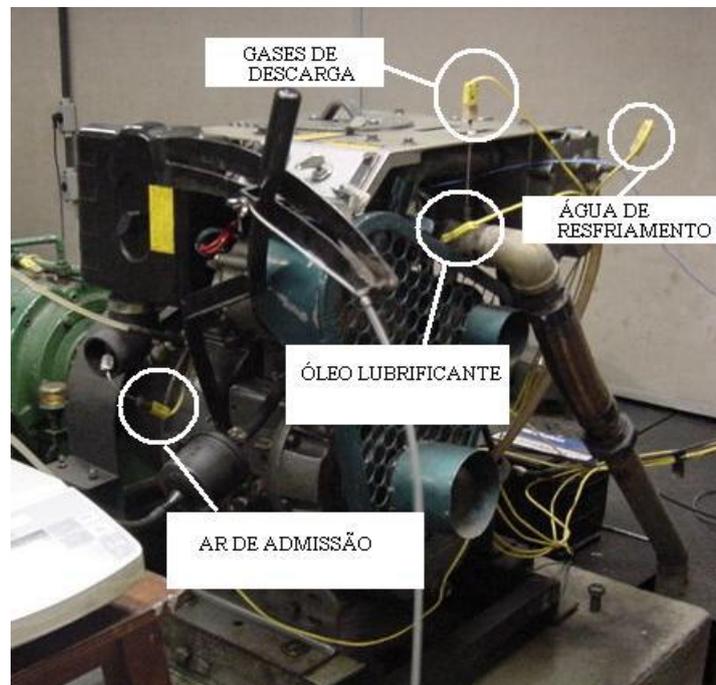


Figura 5.2: Posicionamento dos sensores de temperatura (CARNEIRO, 2009).

As Especificações técnicas do motor e bomba injetora são fornecidas pela tabela abaixo:

Tabela 5.2 – Características do motor

<b>Tipo de Motor</b>	04 tempos - Diesel
<b>Marca/Modelo</b>	AGRALE/M95W
<b>Número de Cilindros e Tipo</b>	01 cilindro - vertical
<b>Tipo de Injeção</b>	Direta
<b>Diâmetro do Cilindro</b>	95 mm
<b>Curso do Pistão</b>	105 mm
<b>Comprimento da Biela</b>	170 mm
<b>Diâmetro da Válvula de Admissão</b>	42 mm
<b>Curso da Válvula de Admissão</b>	10,5 mm
<b>Cilindrada</b>	744 cm <sup>3</sup>
<b>Relação Biela/Manivela</b>	3,24
<b>Razão de Compressão</b>	21:1
<b>Ângulo de Injeção</b>	- 17° (17° antes do PMS)
<b>Ângulo de Fechamento da Válvula de Admissão</b>	- 150° (150° antes do PMS)
<b>Ângulo de Abertura da Válvula de Descarga</b>	160° (160° depois do PMS)

### 5.3 Medição da curva de pressão e calor liberado pelo combustível

O envio dos dados de pressão é feito por meio de um sensor piezoelétrico, o qual é instalado no interior do cilindro do motor. As informações de tensões são enviadas pelo sensor a um amplificador de cargas. Após a amplificação do sinal, o mesmo é enviado ao sistema de aquisição de dados utilizado (AVL).

Através da figura 5.3, pode-se observar o encoder óptico, que é responsável pela captura dos dados de posição do eixo de manivelas, os quais são enviados ao sistema de aquisição de dados (AVL). O sistema interpreta os sinais e os converte em um gráfico  $P \times \theta$ . Através *da* curva é feita a leitura do valor da pressão máxima (registrada a parte).



Figura 5.3: Encoder Óptico (CARNEIRO, 2009).

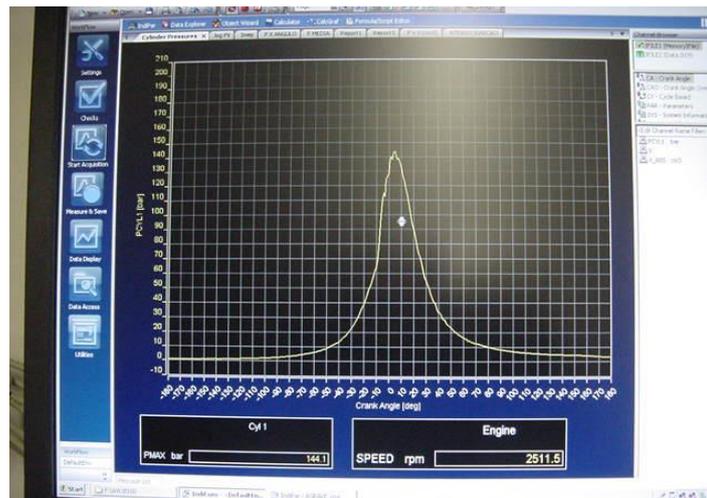


Figura 5.4: Sistema de aquisição de dados, representando a curva de pressão (CARNEIRO, 2009).

A calibração do sensor piezoelétrico é feita através da introdução do número de série do mesmo no software de aquisição de dados, onde é ajustado o fator de conversão, em pC/bar.

No sistema de aquisição de dados AVL, também pode ser utilizada uma função pré-programada a qual fornece a taxa de liberação de calor no interior do cilindro, que é obtida comparando-se os valores de pressão real obtido nos gráficos (ou seja, com a existência da combustão) e da pressão se não houvesse a combustão. Através desta comparação, o sistema AVL é capaz de traçar uma curva de energia liberada pelo combustível no interior do cilindro. da curva de liberação de energia fornecida pelo sistema AVL, será feito um ajuste dos parâmetros para a função dupla WIEBE utilizada no simulador.

#### **5.4 Medição da imep e da pressão máxima**

O sistema de aquisição de dados AVL, pode registrar, curvas geradas automaticamente pela saída gráfica e também os valores da pressão máxima e da pressão média efetiva indicada (*IMEP*) por ciclo.

Para critério de verificação dos dados obtidos, adotou-se o sugerido por HEYWOOD (1988), segundo o qual o coeficiente de variação (*CoV*) destas medições não deve ser superior a 10%.

#### **5.5 Medição da pressão na admissão**

Os dados de pressão que são coletados pelo sistema AVL são em conjunto com o ângulo do eixo de manivelas. Sabendo-se que o ângulo exato de fechamento da válvula de admissão ( $\theta = -150^\circ$ ), considera-se a leitura da pressão neste ângulo como a pressão na admissão.

#### **5.6 Medição da massa de ar admitida**

Como não há um medidor de vazão para o ar admitido no cilindro, a massa de ar na admissão será estimada através da equação a seguir:

$$m_{ar} = \frac{P1.V(\theta = -150)}{R_{ar}.T1} \quad (5.1)$$

Deve-se levar em conta o coeficiente de descarga ( $C_d$ ), a fim de que sejam consideradas perdas de carga. Segundo SOUTO (1987), tem-se a seguinte relação:

$$C_d = 1 - 1,5\left(\frac{S_v}{D_v}\right) \quad (5.2)$$

Dado:

$S_v \rightarrow$  Curso da válvula;

$D_v \rightarrow$  Diâmetro da válvula;

A massa de ar admitida é dada por:

$$m_{ar} = \frac{P1.V(\theta = -150)}{R_{ar} \cdot T1} \cdot C_d \quad (5.3)$$

## 5.7 Medição da massa de combustível utilizada por ciclo

É feita através de uma balança de precisão, sobre a qual é colocado o reservatório de combustível. A cada minuto é efetuada a leitura da balança até que se passem três minutos, obtendo-se assim, por diferença entre as anotações, a vazão de combustível em g/s.



Figura 5.5 - Balança de precisão (CARNEIRO, 2009).

Partindo do princípio de que o ciclo do motor é realizado a cada duas rotações completas do eixo de manivelas, obtém-se a expressão da massa de combustível (em kg) utilizada em cada ciclo:

$$m_{comb} = \frac{m_{comb} \cdot 0,001 \cdot 60,2}{Rot} \quad (5.4)$$

## 5.8 Incertezas de medição

A incerteza total de medição, segundo KLINE e MCCLINTOCK (1953), considerando as principais fontes de incertezas é dada por:

$$I_{yT} = \left[ (I_{yL})^2 + (I_{yR})^2 + (\sigma_y)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.5)$$

Onde:

$I_{yL}$ : incerteza associada ao erro de leitura

$I_{yR}$ : incerteza associada à resolução de leitura das medições

$\sigma_y$ : desvio padrão das leituras realizadas

O desvio padrão é dado pela seguinte expressão:

$$\sigma_y = \left( \sum_{i=1}^n \frac{[(y_i - \bar{y})^2]}{n} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.6)$$

## 5.9 Curva característica do motor e pontos de operação

Primeiramente fora feito o levantamento da “curva de plena carga do motor”, em seguida, adicionou-se o combustível B3 e ligou-se o motor. Após a estabilização de suas temperaturas normais de funcionamento, o mesmo foi submetido ao aumento gradual de torque e rotação afim de plotar a curva característica do motor (Torque x RPM), para determinar em que pontos de operação os experimentos serão realizados.

A figura abaixo representa a curva obtida para o motor utilizado no experimento.

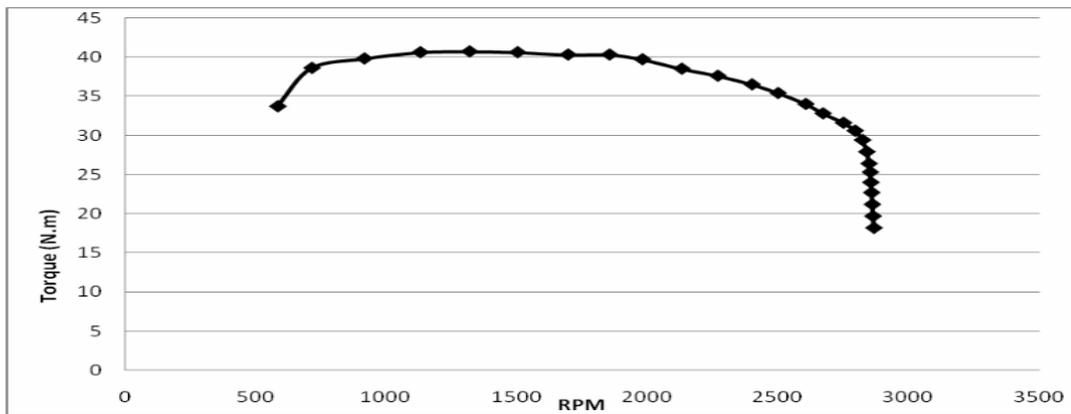


Figura 5.6: Curva de plena carga do motor Agrale 95W.

Através do gráfico acima, observa-se que o motor atinge um torque máximo de aproximadamente 40 N.m. Decidiu-se fixar a carga nos seguintes valores: 10, 20 e 30 N. m. Quanto à rotação, mantendo-se estes torques, variará entre 1500, 2000 e 2500 RPM.

Os resultados podem ser verificados no gráfico abaixo, para os nove pontos de operação:

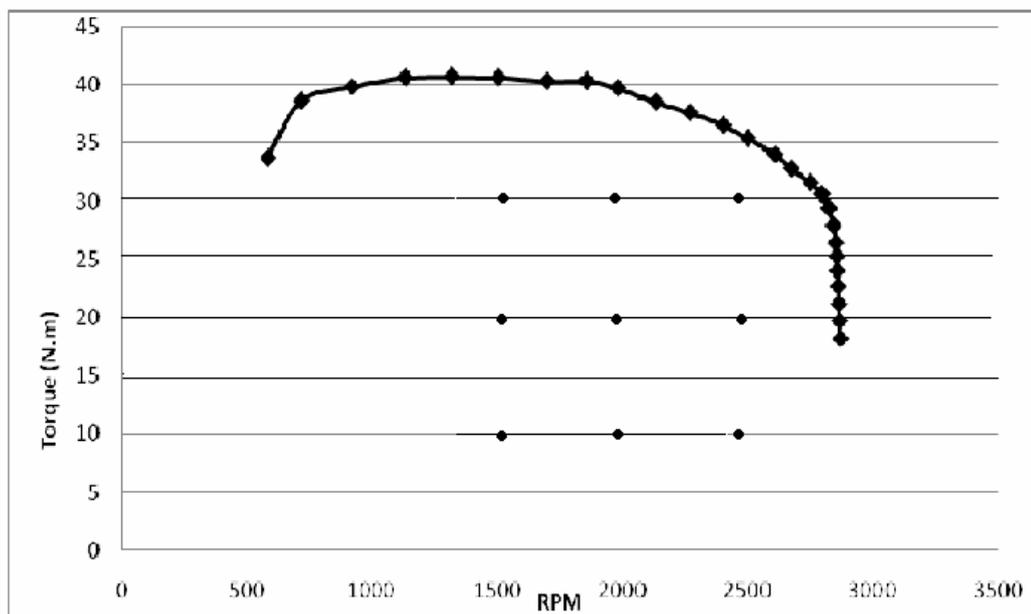


Figura 5.7: Curva de plena carga e pontos de operação.

Em cada ponto de operação, os ensaios foram repetidos cinco vezes para cada combustível a ser analisado (B3, B10, B20, B50 e B100).

## 5.10 Potência de atrito

Na ponta do eixo, onde se localiza o dinamômetro é feita a medição do torque ou potência, sendo consideradas todas as perdas mecânicas. No entanto essas perdas deverão ser computadas, pois na validação do simulador, as variáveis que medirão os parâmetros de desempenho se referem ao volume de controle no interior do cilindro, sendo estes parâmetros chamados de “indicados”.

Um método bastante eficaz utilizado para a medição da potência de atrito é conhecido como “Método da Reta de Willian” (MOREIRA, 2000), cuja aplicação se restringe apenas aos motores de ignição por compressão, o princípio é o seguinte:

- Deve-se ensaiar o motor à rotação constante, modificando-se apenas a carga no eixo e anotando o respectivo consumo de combustível;
- Na variação de carga deve-se anotar o consumo com carga zero, ou seja, o mínimo de combustível necessário para manter o motor em operação;
- Plota-se a curva consumo ( $\dot{m}_{comb}$ ) x potência efetiva ( $Pot_e$ ).

Nota-se que em cada faixa de rotação, para cada combustível utilizado, será medido também o consumo sem a aplicação de carga, ou seja, torque nulo.

Para uma dada potência ( $Pot$ ), dentro da rotação onde já se determinou a potência de atrito (Figura 5.8), pode-se determinar o rendimento mecânico através da seguinte expressão:

$$\eta_m = \frac{Pot}{Pot + Pot_{atr}} \quad (5.7)$$

Logo, a seguinte relação entre a potência útil no eixo ( $Pot_e$ ) e a potência indicada ( $Pot_i$ ) pode ser estabelecida:

$$Pot_e = \eta_m \cdot Pot_i \quad (5.8)$$

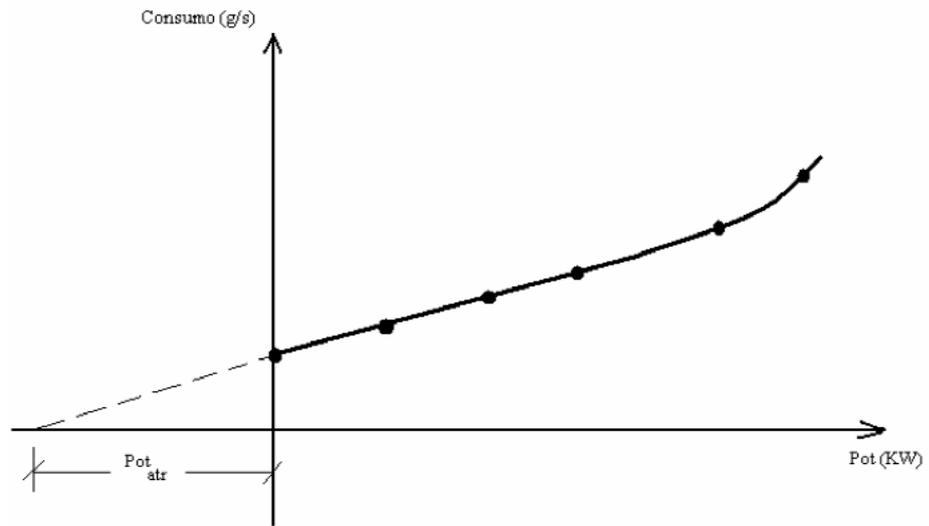


Figura 5.8: Reta Willian

## 6. Resultados da Simulação, Validação e Comparações

Os resultados obtidos foram levantados para os combustíveis B3, B50 e B100, para cargas de 10N.m, 20 N.m e 30 N.m, considerando 1500RPM e 2500RPM. Dentro desse contexto, inicialmente foram feitas comparações entre as curvas de pressão simulada e experimental para cada combustível e posteriormente compararam-se os parâmetros de desempenho simulados e experimentais e estabeleceu-se o erro.

O rendimento mecânico ( $\eta_m$ ) foi obtido através da equação 5.8, onde  $Pot_e$  é a potência efetiva (desprezada as perdas por atrito), a qual fora medida diretamente no eixo do motor, cujos valores foram obtidos diretamente através da atividade experimental. O valor da potência indicada ( $Pot_i$ ) fora obtido através da equação 4.11, sendo o seu valor determinado através dos valores da pressão média indicada, também chamada IMEP (obtidas experimentalmente), da cilindrada e das respectivas rotações para cada combustível e para cada situação em que o combustível opere a diferentes rotações. Portanto, mesmo se tratando de um mesmo combustível, para diferentes parâmetros de rotação, serão obtidos diferentes valores de rendimentos mecânicos.

Abaixo seguem os resultados dessas comparações e a discussão dos resultados no decorrer do capítulo.

### 6.1 Validação dos resultados para o combustível B3

#### 6.1.1 Curvas de Pressão

Para a validação dos resultados para combustíveis B3 será feito um gráfico comparativo entre os resultados experimentais e simulados sobrepondo as curvas a fim de comparar os perfis encontrados. Na figura 6.1 abaixo, mostra-se a comparação dos perfis do combustível B3 para 30N.m e 10N.m de carga e 1500 rpm.

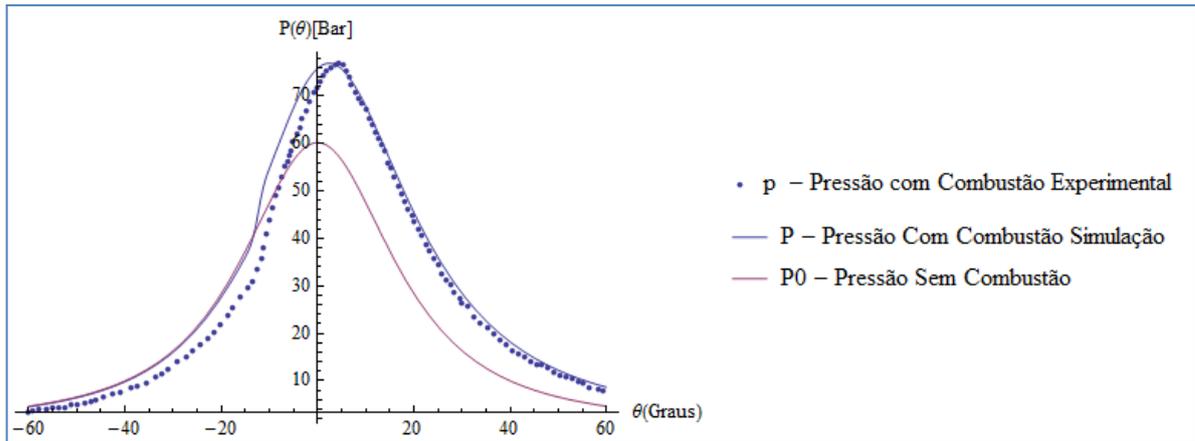


Figura 6.1: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental e pressão sem combustão simulada, para o combustível B3 a uma carga de 30 N.m e 1500RPM. ;

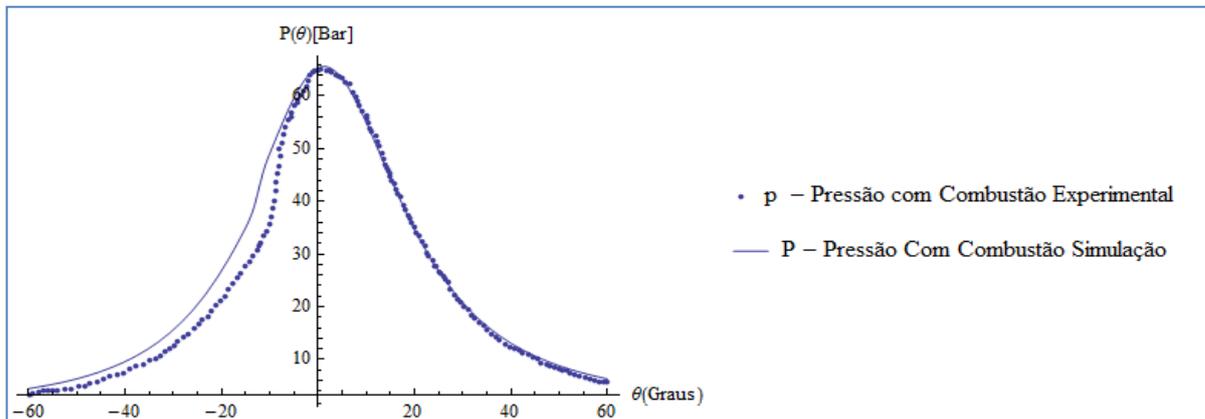


Figura 6.2: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental para o combustível B3 a uma carga de 10 N.m e 1500RPM;

### 6.1.2 Parâmetros de Desempenho Para o Combustível B3

A tabela 6.1 mostra a comparação de alguns parâmetros de desempenho simulado e experimental do motor para o combustível B3. Pode-se observar que estes valores possuem um erro máximo de 7,89%.

Tabela 6.1: Valores comparativos dos parâmetros de desempenho para mistura B3.

B3	Parâmetros de Desempenho											
	IMEP (Bar)			Potência Efetiva (kW)			Pressão Máxima (Bar)			CEC (g/kWh)		
	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)
10/1500	3,41	3,54	3,67%	1,57	1,55	-1,29%	65,01	65,2	0,29%	367	364,5	-0,69%
20/1500	5,22	5,51	5,26%	3,16	3,12	-1,28%	74,08	75	1,24%	296	299	1,00%
30/1500	7,85	7,41	-5,94%	4,74	4,81	1,46%	77,62	78,2	0,70%	319	325	1,85%
10/2500	3,28	3,04	-7,89%	2,67	2,59	-3,09%	61,36	62,1	1,21%	391	372	-5,11%
20/2500	5,07	5,13	1,17%	5,29	5,36	1,31%	70,87	72,9	2,78%	313	317	1,26%
30/2500	7,73	7,85	1,53%	7,91	8,1	2,35%	78,21	82,3	4,97%	323	332	2,71%

## 6.2 Validação dos resultados para o combustível B50

### 6.2.1 Curva de pressão

Para a validação dos resultados para o combustível B50 será feito um comparativo entre gráficos de resultados experimentais e simulados sobrepondo as curvas a fim de comparar os perfis encontrados. Na figura 6.3 abaixo, mostra-se a comparação dos perfis do combustível B50 a uma carga de 20 N.m e 2500 RPM.

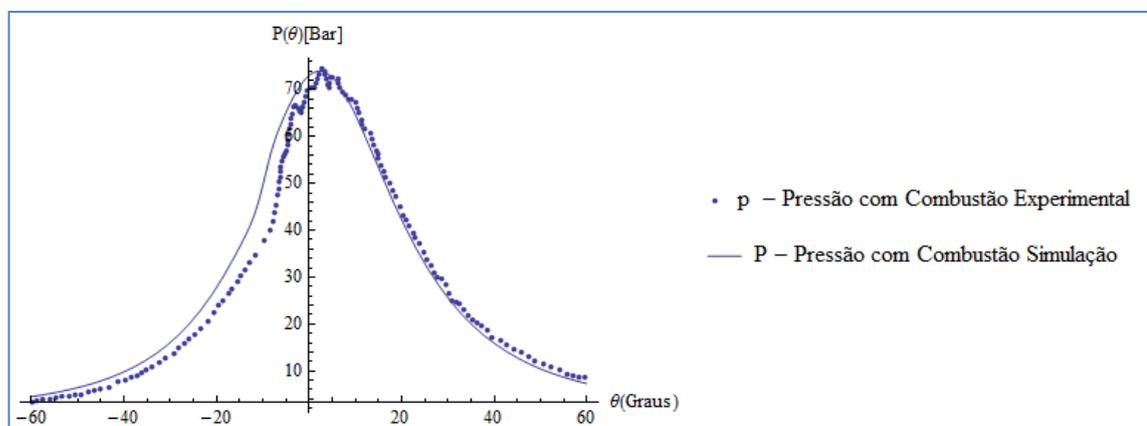


Figura 6.3: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental para o combustível B50 a uma carga de 20 N.m e 2500 RPM.

### 6.2.2 Parâmetros de Desempenho Para o Combustível B50

A tabela 6.2 mostra a comparação de alguns parâmetros de desempenho simulado e experimental do motor para o combustível B50. Pode-se observar que estes valores possuem um erro máximo de 5,52.

Tabela 6.2: Valores comparativos dos parâmetros de desempenho para mistura B50.

B50	Parâmetros de Desempenho											
Carga (N.m) / RPM	IMEP (Bar)			Potência Efetiva (kW)			Pressão Máxima (Bar)			CEC (g/kWh)		
	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)
10/1500	3,8	3,85	1,30%	1,57	1,62	3,09%	67,9	65,6	-3,51%	362	349	-3,72%
20/1500	5,48	5,8	5,52%	3,14	3,24	3,09%	70,58	71,52	1,31%	308	297	-3,70%
30/1500	8,36	8,29	-0,84%	4,74	4,82	1,66%	80,62	79,92	-0,88%	342	356	3,93%
10/2500	3,8	3,88	2,06%	2,64	2,71	2,58%	65,35	66,03	1,03%	408	418	2,39%
20/2500	5,31	5,37	1,12%	5,26	5,35	1,68%	74,52	74,87	0,47%	315	328	3,96%
30/2500	8,09	8,52	5,05%	7,91	7,89	-0,25%	80,26	80,52	0,32%	337	350	3,71%

### 6.3 Validações dos resultados para o combustível B100.

#### 6.3.1 Curvas de Pressão.

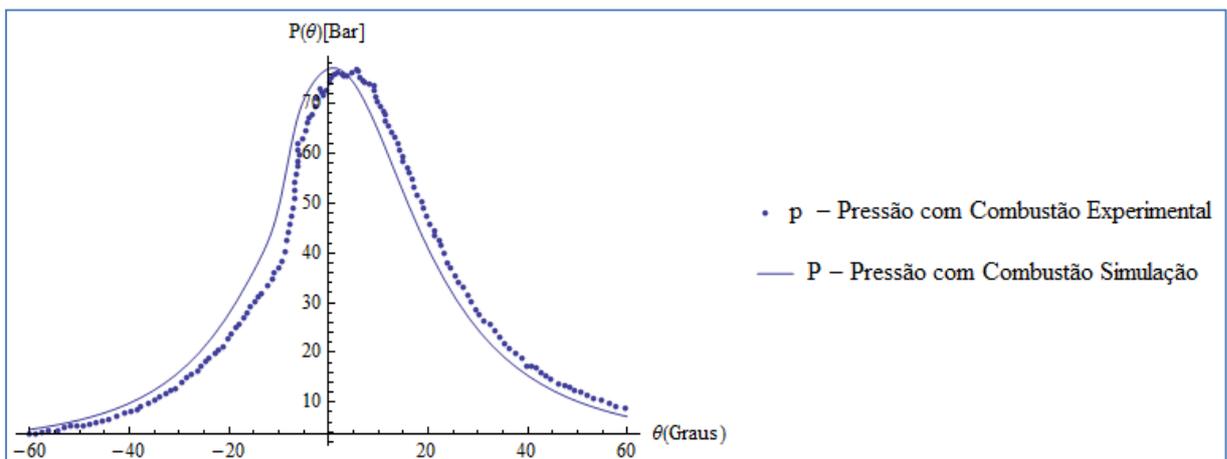


Figura . 6.4: Comparativo entre a pressão no interior do cilindro simulada e experimental para o combustível B100 a uma carga de 20 N.m e 2500 RPM.

#### 6.3.2 Parâmetros de Desempenho para o combustível B100.

A tabela 6.3 mostra a comparação de alguns parâmetros de desempenho simulado e experimental do motor para o combustível B100. Pode-se observar que estes valores possuem um erro máximo de 6,16%.

Tabela 6.3: Valores comparativos dos parâmetros de desempenho para mistura B100.

B100 % Carga (N.m) / RPM	Parâmetros de Desempenho											
	IMEP (Bar)			Potência Efetiva (kW)			Pressão Máxima (Bar)			CEC (g/kWh)		
	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)	Real	Sim.	Erro (%)
10/1500	3,88	3,85	-0,78%	1,56	1,59	1,89%	67,05	67,62	0,84%	408	422	3,32%
20/1500	5,57	5,52	-0,91%	3,13	3,02	-3,64%	76,94	74,12	-3,80%	319	322	0,93%
30/1500	8,5	8,62	1,39%	4,74	4,62	-2,60%	78,36	79,17	1,02%	365	372	1,88%
10/2500	3,98	4,17	4,56%	2,64	2,6	-1,54%	66,54	66,42	-0,18%	448	422	-6,16%
20/2500	5,48	5,63	2,66%	5,26	5,32	1,13%	76,78	77,63	1,09%	342	332	-3,01%
30/2500	8,36	8,63	3,13%	7,91	8,03	1,49%	80,98	81,72	0,91%	360	362	0,55%

Observando os resultados apresentados pode-se notar que os resultados do simulador se mostraram coerentes em relação aos resultados obtidos por SOUZA JR (2009) experimentalmente. Vale ressaltar que o erro máximo encontrado entre os valores do simulador e dos resultados experimentais foi de 7,89%.

#### 6.4 Comparações para resultados simulados para o CEC

Abaixo tem-se os gráficos para o consumo específico de combustível (CEC) *versus* o torque para 1500 e 2500 RPM, para cada combustível simulado.

Como o biodiesel possui um poder calorífico menor em relação ao diesel, esperava-se um consumo maior conforme o aumento do teor de biodiesel na mistura. No entanto, dependendo do ponto de operação, esta expectativa não se confirma. Por outro lado, o combustível B100 possui um maior consumo em todo intervalo de operação, confirmando a expectativa.

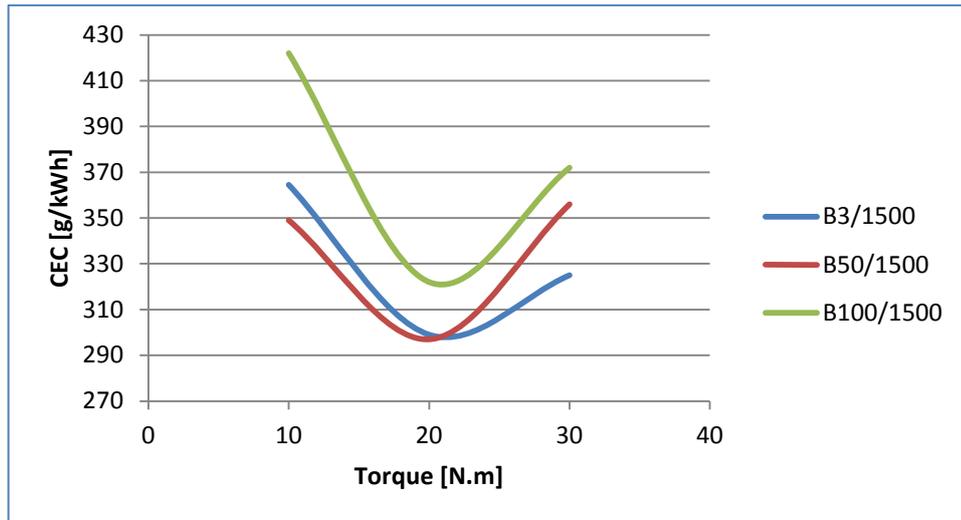


Figura 6.5: Comparativo CEC x Torque simulado para as misturas a 1500 RPM.

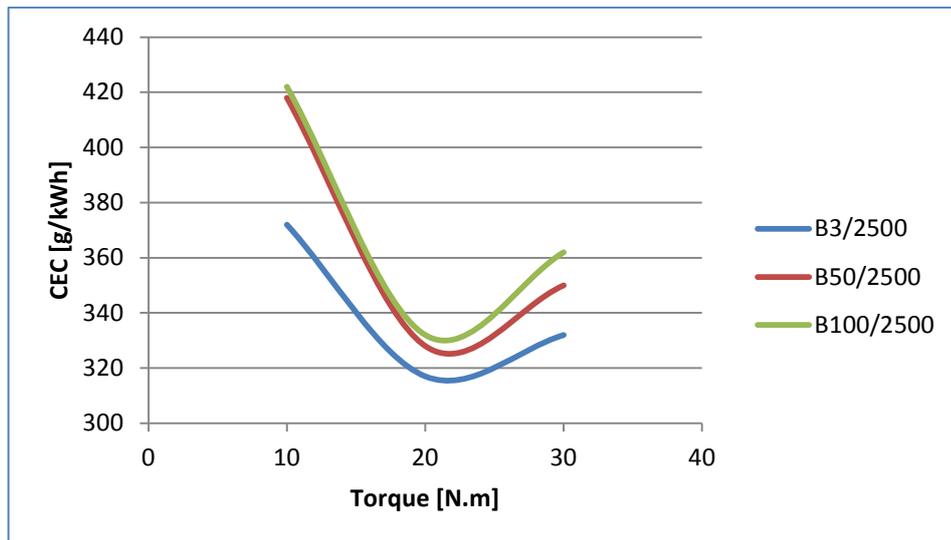


Figura 6.6: Comparativo CEC x Torque para as misturas a 2500 RPM

## **7. Conclusão**

Pode-se concluir que o simulador proporcionou resultados satisfatórios quando em comparação com os resultados experimentais para os parâmetros de desempenho. O erro máximo apresentado foi menor que 7,9%.

As curvas de pressão dentro do cilindro traçadas pelo simulador quando comparadas com as curvas experimentais mostraram-se bem próximas, o que corroboram para a validação do simulador frente aos resultados experimentais.

O consumo específico de combustível do biodiesel puro (B100) mostrou-se mais elevado em relação ao diesel comercial (B3) o que é esperado visto que o poder calorífico do biodiesel é menor que o do diesel.

### **7.1 Sugestões para trabalhos futuros**

Este trabalho pode ser aperfeiçoado utilizando-se modelos quase-dimensionais ou ainda multidimensionais, sendo este de uma complexidade bem maior.

Nos modelos que podem ser utilizados, pode-se considerar a geometria do jato de combustível no interior da câmara.

Pode-se também trabalhar com modelos de ciclo aberto onde passa-se a considerar os momento pós abertura das válvulas, levando-se em consideração o escoamento de ar e gases nas mesmas.

Outra análise que pode ser realizada são com combustíveis diferentes dos utilizados como biodiesel oriundos de outras fontes como mamona, milho etc.

## 8. Referências Bibliográficas

- ANNAND, W. J. D., 1963, “Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines”, *Proc. Inst. Mech. Engrs*, vol. 177 n° 36, pp. 973-990.
- ANP, 2004, “Resolução n° 42 de 24/11/2004”, *Agência Nacional de Petróleo, Gás e Biocombustíveis*, Brasília, DF, Brasil.
- ANP, 2008, “Resolução n° 07 de 19/03/2008”, *Agência Nacional de Petróleo, Gás e Biocombustíveis*, Brasília, DF, Brasil.
- HANDENBERG, H. O., HASE, F. W., 1979, “An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines”, *SAE Technical Paper*, nr. 790493, vol. 88.
- HEYWOOD, J. B., 1980, “Engine Combustion Modeling – an overview”, *In: Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, Plenum Publishing Corporation, pp 33-35, USA.
- HEYWOOD, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1 ed., New York, USA, McGraw-Hill.
- JAMES, E. H., 1984, “Combustion modelling in spark ignition engines”, *Automotive Engineer*, v. 9, n. 3, pp. 29-33.
- KUO, K. K. , 1986, *Principles of Combustion*, 1 ed., Wiley-Interscience Publication, New York, USA.
- LANZAFAME, R., MESSINA, M., 2003, “ICE Gross Heat Release Strongly Influenced by Specific Heat Ratio Values”, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 4, N. 3, pp. 125-133.

- MELO, T. C. C., 2007, *Modelagem Termodinâmica de um Motor do Ciclo Otto Tipo Flex-Fuel, Funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural, Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.*
- MIYAMOTO N., CHIKAHISA T., MURAYAMA T., SAWYER R., 1985, "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions", *SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, SAE paper nº 850107.*
- MOREIRA, F. S., 2000, *Diagnóstico de um Motor Diesel por Análise dos Gases de Descarga e Simulação de seu Ciclo de Funcionamento, Dissertação de M. Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.*
- RAKOPOULOS, C. D., HOUNTALAS, D. T., 1994, "A Fast Algorithm for Calculating the Composition of Diesel Combustion Products Using 11 species chemical equilibrium scheme", *Advances in Engineering Software*, pp. 109-119, Technical Note, UK.
- RAMALHO JR, F., 2001, *Os Fundamentos da Física- Termologia, Óptica e Ondas, volume 2, São Paulo, SP, Brasil.*
- RAMOS, J. A., 1989, *Internal Combustion Engine Modeling*, 1 ed., New York, Hemisphere Publishing Corporation.
- SOUZA JR, G.C., 2009, *Simulação termodinâmica de motores diesel utilizando óleo diesel e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões, Dissertação de M., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.*
- STONE, R., 1999, *Introduction to Internal Combustion Engines*, 3rd ed., Warrandale, PA, USA, Society of Automobile Engineers.

- TEIXEIRA, C.V., 2010, *Análise de emissões e desempenho de motores diesel utilizando óleo diesel comercial, biodiesel de palma (b100) e misturas (bx)*, IME, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- WATSON, N., PILLEY, A. D., MARZOUK, M., 1980, "A Combustion Correlation for Diesel Engines Simulation", *SAE Paper*, nr. 800029.
- WIEBE I. I., 1962, "Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren", *Verlag Technik*, p. 286. Berlin.
- WOSCHNI, G., 1967, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", *SAE Technical Papers*, 670931.
- ZHOU, P. L., FET, A. M., 2005, "A Feasibility Study of Using Biodiesel in Recreational Boats in the UK", *University of Strathclyde*, Glasgow, UK.

## Anexos

### Anexo I – Análise química do biodiesel de soja

<b>Característica</b>	<b>Unidade</b>	<b>Límite</b>	<b>Resultados</b>
Massa Específica a 20 C	kg/m <sup>3</sup>	850 - 900	882,1
Viscosidade Cinemática a 40 C	mm <sup>2</sup> /s	3,0 - 6,0	4,132
Teor de Água	mg/kg	máx 500	< 500
Contaminação Total	mg/kg	máx 24	x
Ponto de fulgor	°C	100	153
Resíduo de Carbono	% massa	máx 0,05	0,04
Cinzas sulfatadas	% massa	máx 0,02	0,00724
Enxofre Total	mg/kg	máx 50	15
Sódio + Potássio	mg/kg	máx 5	1,3
Cálcio + Magnésio	mg/kg	máx 5	2,3
Fósforo	mg/kg	máx 10	6
Corrosividade ao Cobre	-	1	1A
Numero de Cetano	-	anotar	x
Ponto de entupimento	°C	máx 19	-4
Ponto de Névoa	°C	-	-3
Índice de acidez	mgKOH/g	máx 0,50	0,1
Índice de iodo	g/100g	anotar	127
Estabilidade a Oxidação	h	mín 6	16,57

## Anexo II – Principais Variáveis Medidas no Trabalho

Variável	Unidade	Marca/Modelo	Tipo	Faixa de Medição	I <sub>yl</sub> (%)	I <sub>yr</sub> (u.m.)
Pressão no Cilindro do Motor	bar	AVL/ GU21D	Sensor piezoelétrico	0-250	1,0	0,9
Temperatura do Ar na entrada da admissão	°C	OMEGA	Termopar K (Cr-Al)	0-800	1,0	0,8
Pressão no cilindro no instante do fechamento da válvula de admissão	bar	AVL/ GU21D	Sensor piezoelétrico	0-250	1,0	0,9
Torque	N.m	DINAMATIC	Dinamometro de Absorção (corrente parasita)	0-200	1,5	0,5
Massa de Combustível	g	ADVENTURI	Balança de Precisão	0-4000	0,1	0,1
Tempo	s	OHAUS	Cronômetro	0-180	1,0	1,0
Temperatura da água	°C	OMEGA	K (Cr-Al)	0-800	1,0	0,8
Rotação do Motor	RPM	DINAMATIC	Pick-up	0-4000	1,0	5
Potência no Dinamômetro	Kw	DINAMATIC	Dinamometro de Absorção (corrente parasita)	0-83,7	1,5	0,5
Temperatura dos gases de descarga	°C	OMEGA	Termopar K (Cr-Al)	0-800	1,0	0,8

**Anexo III – Parâmetros de ajuste da função de Wiebe para cada ponto de operação.**

<b>Combustível: B3 – C<sub>13,2</sub> H<sub>28,3</sub> O<sub>0,06</sub></b>					
<b>Ponto de Operação</b>	<b>Parâmetro da Função de Wiebe</b>				
	$x_p$	$\Delta\theta_p$	$\Delta\theta_d$	$m_p$	$m_d$
A1	0,22	5	45	3,0	1,0
A2	0,20	5	55	3,0	1,0
A3	0,14	5	70	3,0	1,0
C1	0,16	5	45	3,0	1,0
C2	0,13	8	55	3,0	1,0
C3	0,13	10	70	3,0	1,0

<b>Combustível: B50 - C<sub>16,5</sub> H<sub>32,5</sub> O</b>					
<b>Ponto de Operação</b>	<b>Parâmetro da Função de Wiebe</b>				
	$x_p$	$\Delta\theta_p$	$\Delta\theta_d$	$m_p$	$m_d$
A1	0,30	4	40	3,0	1,0
A2	0,16	8	60	3,0	1,0
A3	0,18	9	70	3,0	1,0
C1	0,30	8	43	3,0	1,0
C2	0,32	9	65	3,0	1,0
C3	0,22	9	80	3,0	1,0

<b>Combustível: B100 - C<sub>20</sub> H<sub>37</sub> O<sub>2</sub></b>					
<b>Ponto de Operação</b>	<b>Parâmetro da Função de Wiebe</b>				
	$x_p$	$\Delta\theta_p$	$\Delta\theta_d$	$m_p$	$m_d$
A1	0,29	4	45	3,0	1,0
A2	0,18	6	55	3,0	1,0
A3	0,19	9	85	3,0	1,0
C1	0,30	8	50	3,0	1,0
C2	0,37	10	68	3,0	1,0
C3	0,25	10	90	3,0	1,0