

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS**



**PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**Dissertação de Mestrado**

**Fausto Torres Magalhães Avelar**

**DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO UNIDIMENSIONAL NO GT-POWER  
PARA SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO E EMISSÕES DO MOTOR FORD SIGMA**

**1.6 16V**

Belo Horizonte

2018

**Fausto Torres Magalhães Avelar**

**Desenvolvimento de um modelo unidimensional no GT-POWER para simulação de  
desempenho e emissões do motor Ford Sigma 1.6 16V**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia do CEFET-MG, na área de sistemas energéticos, linha de pesquisa em sistemas térmicos como parte integrante dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

**Orientador: Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho**

**Co-orientador: Prof. Dr. José Leôncio Fonseca de Souza**

Belo Horizonte

2018

- A948d      Avelar, Fausto Torres Magalhães  
Desenvolvimento de um modelo unidimensional do GT-POWER para simulação de desempenho e emissões do motor Ford Sigma 1.6 16V / Fausto Torres Magalhães Avelar. – 2018.  
xx, 117 f.: il., gráfs, tabs., fotos.
- Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia.  
Orientador: Fernando Antônio Rodrigues Filho.  
Coorientador: José Leôncio Fonseca de Souza.  
Banca examinadora: Fernando Antônio Rodrigues Filho, José Leôncio Fonseca de Souza, Márcio Expedito Guzzo e Thiago Augusto Araújo Moreira.
- Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.
1. Motores de combustão interna – Teses. 2. GT-POWER (Software) – Teses. 3. Método de volume finito – Teses. 4. Veículos a motor – Gas de exaustão – Teses. I. Rodrigues Filho, Fernando Antônio. II. Souza, José Leôncio Fonseca. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDD 621.43

Elaboração da ficha catalográfica pela Biblioteca-Campus II / CEFET-MG

“Quanto mais eu treino, mais sorte eu tenho”

Arnold Palmer

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a DEUS.

Agradeço aos meus pais e ao meu irmão.

Agradeço ao Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho e ao Dr. José Leôncio Fonseca de Souza.

Agradeço ao CEFET-MG, ao CTM UFMG e a GASMIG

Agradeço ao Dr. Márcio Guzzo, Dr. Thiago Moreira, Marcus de Oliveira, Douglas Oliveira, Luciano Silva, Heitor Gama, Luis Fernando Marotta, Isaías Carlos de Azevedo Jr., Nathália Amaral, Rael Almeida e ao Vinicius F. Duarte.

## RESUMO

O crescimento da frota veicular causa aumento na demanda de combustível e significativo aumento da emissão de gases poluentes, sendo que esta é responsável por 19% da emissão de gases causadores do efeito estufa. Os estudos relacionados ao desenvolvimento dos motores de combustão interna necessitam do uso de recursos tecnológicos e computacionais para simulação de desempenho e emissões. O cenário competitivo mundial requer o domínio de ferramentas que consistem na redução de tempo e custos de desenvolvimento. Modelos unidimensionais tem se demonstrado como uma alternativa eficiente nas simulações de motores de combustão interna, obtendo erros inferiores a 7% em relação a dados obtidos experimentalmente. O GT-POWER é utilizado para simulações unidimensionais de motores de combustão interna envolvendo equações de conservação da energia, da quantidade de movimento, da continuidade e modelos de combustão. Neste trabalho é proposto um modelo 1D para simular através do método dos volumes finitos o desempenho do motor Ford Sigma 1.6 16V para regime de rotação entre 1000 e 6000 rpm na condição de plena carga (WOT). Torque, potência, eficiência volumétrica, consumo específico de combustível e emissões específicas de CO, CO<sub>2</sub>, THC e NO<sub>x</sub> são apresentados para o motor operando com gasolina comercial (E25). Uma análise dos resultados numéricos é apresentada, onde verificou-se erros inferiores a 5% para torque e potência, até 3% para eficiência volumétrica, 5% para pressão média efetiva e 4% para consumo específico. É realizado uma discussão para verificação das emissões específicas, as quais foram verificados erros superiores a 7%.

**Palavras chave:** Motor de combustão interna, GT-POWER; método dos volumes finitos 1D; desempenho; emissões;

## ABSTRACT

The increasing of vehicle unities around the world demands higher fuel consumption and consequently increase at vehicles exhaust gas pollutants emissions which represents 19% of total greenhouse effect gas promoters. Researches concerning design of internal combustion engine explore computational and technological devices to simulate the performance of vehicles exhaust gas pollutants emissions. The fierce automotive market requires a high understanding level of such tools to reach shorter times to develop design resolutions. Unidimensional models are recognized as a viable choice for internal combustion engine simulations, reaching deviations of less than 7% in comparison with empirical data. GT-POWER Software is performed to unidimensional simulations of internal combustion engine solving equations of energy conservation, momentum, continuity, heat transfer and combustion. The aim of this research is to purpose an unidimensional model to simulate the performance of a SIGMA 1.6 16V FORD engine to a rotation rate between 1000 and 6000 rpm at a wide open throttle condition. Torque, power, volumetric efficiency, specific fuel consumption rate and specific emissions rates for CO, CO<sub>2</sub>, THC and NO<sub>x</sub> are presented to the subject engine operating with commercial gasoline (E25). Final analysis presents deviations of less than 5% concerning torque, power and effective mean pressure, 4% for specific fuel consumption rate and finally 3% about volumetric efficiency. A discussion is conducted for specific emissions, where errors were greater 7%.

**Keywords:** internal combustion engine; GT-POWER Software; unidimensional simulations; performance; vehicles exhaust gas pollutants emissions.

## ABREVIATURAS E SIGLAS

0D - Zero dimensionais

1D – Unidimensionais

3D – Tridimensionais

$A$  - Área da superfície da câmara de combustão exposta a mistura [m<sup>2</sup>]

AA - ângulo entre o PMS e o MBF50

ABDC – Depois do PMI, do inglês *afterbottomdead center*

ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores

ANP – Agência Nacional do Petróleo

$(A/F)_r$  - Razão ar/combustível em massa real;

$(A/F)_s$  - Razão ar/combustível em massa estequiométrica, do inglês *stoichiometric*

$A_e$  - Área de superfície de arrastamento na borda da frente da chama [m<sup>2</sup>]

$A_{sup}$  - Área da superfície do VC [m<sup>2</sup>]

$a_w$  - Coeficiente relativo ao nó oeste

$a_E$  - Coeficiente referente ao nó leste

$a_p$  - Coeficiente baseado no ponto nodal

B - Diâmetro do cilindro [m]

BBDC – Antes do PMI, do inglês *before bottom dead center*

BE - Combustível queimado após o MBF90 (kg)

BEC - Constante final queimada

BM - Combustível queimado antes do ângulo AA [kg]

BM - Combustível queimado no MBF10-IGNADV [kg]

BMC - Constante de ponto médio queimado

BSC - Constante de início queimada

BSFC: Consumo específico de combustível no eixo, do inglês *break specific fuel consumption* [g/kW.h]



BTDC – Antes do PMS, do inglês *before top dead center*

$B$  - Fator de velocidade média

$C$  - Fator de velocidade média ao quadrado

$COV_{PMEI}$  - Covariância do PMEI

$C_{p,m}$  - Velocidade média do cilindro [m/s]

CCD - válvula rotativa na admissão, do inglês *Control Charge Device*

CE - Fração de combustível queimada [kg]

CFD – Dinâmica dos fluidos computacionais, do inglês *Computational Fluid Dynamics*

CO – Monóxido de Carbono

CO<sub>2</sub> – Dióxido de Carbono

D - Duração da combustão, em graus do MBF90-10

DOHC - Duplo comando de válvulas no cabeçote, do inglês *double overhead cam shaft*

E - Expoente de Wiebe

E0 – Gasolina pura

E25 – Gasolina brasileira com a adição de 25% de álcool etílico anidro

E94 – Álcool etílico hidratado

ECU – Unidade eletrônica de Controle, do inglês *electronic control unit*

EGR – Recirculação dos gases de exaustão, do inglês *Exhaust gas recirculation*

$(F/A)$  - Razão combustível / ar.

$FMEP_{const}$  – Termo de pressão constante [bar]

$f$  - Fração do calor latente de evaporação transferido pela carga do cilindro

GNC - Gás natural comprimido

GNL - Gás natural liquefeito

$h_c$  - Coeficiente médio de transferência de calor [W/(m<sup>2</sup>K)]

$H_{NO_2}$ : Entalpia de formação do NO<sub>2</sub>

$H_{CO}$ : Entalpia de formação do CO

$H_e$  – Entalpia associada ao escoamento de entrada do VC

$H_s$  - Entalpia associada ao escoamento de saída do VC

$h$  - Entalpia (J/kg)

IVC - Tempo de fechamento de válvulas de admissão, do inglês *inlet valve close*

K- Coeficiente politrópico

$k$  - Condutividade térmica da mistura [W/(mK)]

$L$  - Entre furos da biela [m]

$M$  - Massa molar da mistura [g/mol]

$\dot{m}_f$ : Vazão mássica de combustível [kg/s]

MBF- Fração de combustível queimada, do inglês *mass burned fraction*

MBT – Torque máximo, do inglês *maximum brake torque*

MCI – Motores de Combustão Interna

$M_b$  - Massa queimada [kg]

$M_e$ - Entrada de massa de mistura não queimada [kg]

$\dot{m}$ : Vazão mássica de ar através do conduto de admissão [kg/s]

$m_c$  - Massa de carga dentro do cilindro [kg]

$m_{ev}$  - Massa de combustível evaporada [kg]

$n_r$  - Número de revoluções para execução do ciclo

$N$  – Frequência de rotação do motor, revoluções por minuto [RPM]

ONU – Organizações das Nações Unidas

$PCI_{comb}$ : Poder calorífico inferior do combustível E25 [kJ/kg]

$P_{Cyl,max}$  - Pressão máxima do cilindro, do inglês *maximum Cylinder Pressure* [bar]

$PMEI_{médio}$  – PMEI média dos ciclos analisados [bar]

$P_{ef}$ : Potência de freio efetiva [kW]

$P_m$  - Pressão do cilindro sem a combustão [bar]

$P_r$  - Pressão do fluido operante [bar]  
 $P$  - Potência [W]  
 $P$  - Pressão da mistura [bar]  
 $PME$  – Pressão média efetiva [bar]  
 $PMEI$  – Pressão média efetiva indicada [bar]  
 $PMI$  – Ponto morto inferior  
 $PMS$  –Ponto morto Superior  
 $Q_{HV}$  - Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]  
 $Q_w$  - Calor perdido para as paredes [W]  
 $\tilde{R}$  - Constante universal dos gases [8,314 J/(mol.K)]  
 $r$  - Razão de compressão  
 $S_L$  - Velocidade de chama laminar [m/s]  
 $S_T$  -Velocidade de chama turbulenta [m/s]  
 $S_p$ - Velocidade média do pistão [m/s]  
 $S_\phi$ - Termo fonte  
 $S$  - Deslocamento total do cilindro, do PMS ao PMI  
 $SOI$  - início de injeção de combustível, do inglês *start of injection*  
 $T_g$  - Temperatura dos gases no interior do cilindro [K]  
 $T_r$  - Temperatura do fluido operante [K]  
 $T_w$  - Temperatura da parede [K]  
 $T$  - Torque exercido pelo motor [N.m]  
 $t$ – Tempo [s]  
 $THC$  – Hidrocarbonetos totais  
 $u$  - Energia interna específica [J/kg]  
 $v$  - Velocidade do fluido [m/s]  
 $V$  – Volume [m<sup>3</sup>]

VC – Volume de controle

$V_d$  - Volume deslocado [m<sup>3</sup>]

$V_d$ : Volume deslocado pelo pistão entre o PMI e PMS [m<sup>3</sup>]

$V_r$  - Volume do fluido operante [m<sup>3</sup>]

VC - Volume de controle [m<sup>3</sup>]

$V_d$ – Volume deslocado pelo pistão entre o PMI e o PMS [m<sup>3</sup>]

VIS - Coletor de admissão variável, do inglês *variable intake system*

VVTI - Comando de válvulas variável, do inglês *variable valve timing with intelligence*

$q_{ev}$  - Calor latente de evaporação [kJ/kg]

$x_b$  - Fração de combustível queimada

WC - Wiebe constante

WOT – Ângulo de abertura máximo da válvula borboleta, do inglês, *wide open Throttle*

## SIMBOLOS GREGOS

$\eta_t$  - Eficiência térmica

$\eta_v$  - Eficiência volumétrica

$\theta_0$  - Posição do virabrequim no início da combustão

$\rho_{a,i}$  - Densidade do ar admitido [m<sup>3</sup>/kg]

$\rho_a$ : Massa específica do ar admitido na temperatura de referência [m<sup>3</sup>/kg]

$\rho_u$  - Densidade da mistura não queimada [m<sup>3</sup>/kg]

$\sigma_{PMEI}$  - Desvio padrão da PMEI

$\Delta\theta$  - Duração total da combustão [°]

$\theta$  - Deslocamento angular do virabrequim [°]

$\theta$  - Posição angular do virabrequim [°]

$\lambda$  - Razão lambda;

$\mu$  - Viscosidade dinâmica da mistura [m<sup>2</sup>/s]

$\rho$  - Densidade da mistura [m<sup>3</sup>/kg]

$\Gamma_\phi$  - Coeficiente de difusão

$\tau$  - Tempo constante [s]

$\phi$  - Variável dependente em cálculos de volumes finitos

## LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1 Propriedade dos combustíveis.....	34
Quadro 2.2 Comparação entre os modelos de combustão.....	42
Quadro 3.1 Características do motor Ford Sigma 1.6 16v.....	57
Quadro 3.2 Condições ambientais durante a realização dos testes experimentais .....	59
Quadro 3.3 Valores de MBF 50 e MBF10-90 para condição de WOT.....	60
Quadro 3.4 Dimensões dos condutos.....	64
Quadro 4.1 Calibração do modelo de acordo com a PMEI.....	76
Quadro 4.2 Ajustes dos Multiplicadores.....	76
Quadro 5.1 Valores de Torque e Potência numérico e experimental. Erros dos resultados numéricos.....	81
Quadro 5.2 Valores de eficiência volumétrica numérica e experimental. Erros dos resultados numéricos.....	83
Quadro 5.3 Valores de PME numérico e experimental. Erros dos resultados numéricos.....	84
Quadro 5.4 Valores de BSFC numérico e experimental. Erros dos resultados numéricos.....	86
Quadro 5.5 Valores de eficiência térmica numérica e experimental. Erros dos resultados numéricos.....	87

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Ciclo Mecânico dos motores de ignição por centelha. ....	25
Figura 2.2 a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para o ciclo Otto Ideal. ....	26
Figura 2.3 Diagrama PV comparando o ciclo Otto ideal e o indicado. ....	28
Figura 2.4 - Influência do avanço da ignição no desempenho. ....	36
Figura 2.5 Pressão indicada em um cilindro com ocorrência da detonação. ....	38
Figura 2.6 Taxa de queima de massa de combustível em relação a posição do virabrequim. ....	43
Figura 2.7 Comparação de potência de dados experimentais e simulação. ....	47
Figura 2.8 Vista em corte do motor analisado. ....	48
Figura 2.9 - Comparação entre dados experimentais e simulação utilizando GT-POWER. ....	50
Figura 2.10 Comparação da potência para diferentes misturas de gás natural (GNC) e variação no IVC. ....	51
Figura 2.11 Pressão durante a combustão no interior do cilindro. ....	52
Figura 2.12 Convergência dos dados experimentais e simulação para E0. ....	53
Figura 2.13 Torque e Potência para diferentes misturas e combustíveis ....	53
Figura 3.1 Processo para resolução de um problema físico ....	56
Figura 3.2 Motor Ford Sigma 1.6 16V montado na bancada dinamométrica. ....	57
Figura 3.3 Pontos operacionais para análise de emissões. ....	58
Figura 3.4 Coletor de Admissão. ....	64
Figura 3.5 Geometria dos pórticos ....	65
Figura 3.6 Curva de levantamento de válvulas. ....	65
Figura 3.7 Coeficiente de descarga das válvulas de admissão. ....	66
Figura 3.8 Coeficiente de descarga das válvulas de exaustão. ....	66

Figura 3.9 Volume de Controle para análise unidimensional .....	67
Figura 4.1 Esquema de malha demonstrando que as grandezas escalares são consideradas uniforme em cada domínio e as grandezas vetoriais calculadas nas fronteiras. ....	72
Figura 4.2 Conservação de um variável em uma análise numérica de um Volume de Controle.....	73
Figura 4.3 Calibração do modelo de acordo com a PMEI a 3500 rpm.....	75
Figura 4.4 Modelo numérico no GT-POWER.....	78
Figura 5.1 Curvas de Torque e potência numérica e experimental. ....	80
Figura 5.2 Eficiência volumétrica utilizando combustível E25 em plena carga. ....	82
Figura 5.3 Pressão média efetiva de freio utilizando combustível E25 em plena carga. ....	84
Figura 5.4 Consumo específico de E25 para condição de plena carga.....	85
Figura 5.5 Curva de Eficiência térmica numérica e experimental para o motor Ford Sigma 1.6 16V.....	87
Figura 5.6 Resumo dos erros para cada rotação.....	88
Figura 5.7 Curva de emissões específicas de hidrocarbonetos totais numérica e experimental para 3,49 bar de PME.....	89
Figura 5.8 Curva de emissões específicas de CO numérica e experimental para 3,49 bar de PME.....	90
Figura 5.9 Curva de emissões específicas de CO <sub>2</sub> numérica e experimental para 3,49 bar de PME.....	91
Figura 5.10 Curva de emissões específicas de NO <sub>x</sub> para PME 3,49 bar numérica e experimental para 3,49 bar de PME.....	92
Figura I.1 Configuração da estrutura física do modelo. ....	102
Figura I.2 - Condições iniciais do ar de admissão.....	103
Figura I.3 Coletor de admissão - subdivisão em partes.....	104
Figura I.4 Coletor de admissão - pórticos - cilindros.....	105



Figura I.5 Modelagem do coletor de admissão (plenum posição A da Figura I.3). ..	106
Figura I.6 Modelagem do coletor de admissão (posição B da figura I.3). .....	107
Figura I.7 Modelagem do conduto primário (parte D da Figura I.3).....	108
Figura I.8 Coletor de escape. ....	109
Figura I.9 Coletor de escape. ....	109
Figura I.10 Geometria da posição B da figura I.8. ....	110
Figura I.11 Ajuste de entradas e saídas da posição B da Figura I.8. ....	111
Figura I.12 Ajustes da válvula borboleta do acelerador. ....	111
Figura I.13 Configuração dos eletroinjetores de combustível na aba ‘ <i>rate</i> ’. ....	113
Figura I.14 Configuração dos eletroinjetores de combustível aba <i>timing-general</i> .....	114
Figura I.15 Ajustes da combustão.....	115
Figura I.16 Temperatura de parede impostas.....	116
Figura I.17 Método de transferência de calor no cilindro.....	117
Figura I.18 Função de Wiebe de combustão. ....	117

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>21</b>
<b>1.1</b>	<b>ASPECTOS GERAIS .....</b>	<b>21</b>
<b>1.2</b>	<b>OBJETIVOS GERAIS.....</b>	<b>23</b>
<b>1.3</b>	<b>OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....</b>	<b>23</b>
<b>2</b>	<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>24</b>
<b>2.1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>24</b>
<b>2.2</b>	<b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.1</b>	<b>Ciclo mecânico .....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Ciclo Teórico Otto.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Ciclo Indicado .....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.4</b>	<b>Eficiência térmica e de combustão .....</b>	<b>29</b>
<b>2.2.5</b>	<b>Eficiência Volumétrica.....</b>	<b>30</b>
<b>2.2.6</b>	<b>Consumo Específico de combustível .....</b>	<b>31</b>
<b>2.2.7</b>	<b>Torque e Potência.....</b>	<b>31</b>
<b>2.2.8</b>	<b>Pressão média efetiva (PME) .....</b>	<b>32</b>
<b>2.2.9</b>	<b>Formação da mistura ar/combustível .....</b>	<b>33</b>
<b>2.2.10</b>	<b>Combustão em MCI de ignição por centelha. ....</b>	<b>35</b>
<b>2.2.10.1</b>	<b>Avanço de Ignição .....</b>	<b>36</b>
<b>2.2.10.2</b>	<b>Anomalias da Combustão.....</b>	<b>37</b>
<b>2.2.10.3</b>	<b>Análise da Combustão .....</b>	<b>39</b>
<b>2.3</b>	<b>MODELO DE COMBUSTÃO NO GT-POWER .....</b>	<b>41</b>
<b>2.4</b>	<b>UTILIZAÇÃO DE MODELAGEM NUMÉRICA .....</b>	<b>46</b>
<b>2.5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>54</b>
<b>3</b>	<b>CAPÍTULO 3 .....</b>	<b>55</b>
<b>3.1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>55</b>
<b>3.2</b>	<b>DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE ENTRADA NO GT-POWER .....</b>	<b>56</b>
<b>3.2.1</b>	<b>Motor a ser Modelado .....</b>	<b>56</b>

3.2.2	Condição de Operação do Motor .....	58
3.2.3	Modelo de Atrito .....	59
3.2.4	Modelo de Combustão .....	60
3.2.5	Modelo de Transferência de Calor .....	60
3.2.6	Obtenção de dados Geométricos dos Condutos.....	63
3.2.7	Obtenção do Diagrama de Válvulas .....	65
3.3	MODELO MATEMÁTICO.....	67
3.3.1	Métodos Teóricos .....	67
3.3.1.1	Modelagem dos escoamentos.....	67
3.3.1.2	Modelagem matemática do cilindro .....	69
4	CAPÍTULO 4.....	71
4.1	INTRODUÇÃO.....	71
4.2	MODELAGEM DOS VOLUMES FINITOS .....	71
4.3	DISCRETIZAÇÃO TEMPORAL .....	74
4.4	DISCRETIZAÇÃO ESPACIAL.....	74
4.5	CALIBRAÇÃO DO MODELO .....	74
4.6	CONSIDERAÇÕES SOBRE O MODELO NO GT-POWER.....	77
5	CAPÍTULO 5 .....	79
5.1	INTRODUÇÃO.....	79
5.2	ANÁLISE DO DESEMPENHO .....	79
5.3	ANÁLISE DE EMISSÕES.....	88
5.3.1.	Emissões específicas de THC .....	89
5.3.2.	Emissões específicas de CO .....	90
5.3.3.	Emissões específicas de CO <sub>2</sub> .....	91
5.3.4.	Emissões específicas de NO <sub>x</sub> .....	92
6	CAPÍTULO 6 .....	93
6.1	CONCLUSÃO .....	93
6.2	TRABALHOS FUTUROS .....	94
7	CAPÍTULO 7 .....	95

<b>8</b>	<b>APÊNDICE I.....</b>	<b>101</b>
<b>I.1</b>	<b>ASPECTOS GERAIS.....</b>	<b>101</b>
<b>I.2</b>	<b>CONSTRUÇÃO DO MODELO .....</b>	<b>101</b>
<b>I.2.1</b>	<b>Modelagem Física do Motor .....</b>	<b>102</b>
<b>I.2.2</b>	<b>Modelagem das condições ambientais de contorno.....</b>	<b>102</b>
<b>I.2.3</b>	<b>Modelagem dos condutos .....</b>	<b>103</b>
<b>I.2.4</b>	<b>Modelagem dos eletroinjetores de combustível.....</b>	<b>112</b>
<b>I.2.4</b>	<b>Modelagem da combustão .....</b>	<b>114</b>

# CAPÍTULO 1

## Introdução

### 1.1 ASPECTOS GERAIS

O aumento da população mundial associado com o número expressivo e crescente da frota veicular gera um enorme consumo de combustível e significativa emissão de gases poluentes que afetam o meio ambiente e a saúde da população. De acordo com dados divulgados pelo Fundo das Nações Unidas para a População (UNFPA), a população mundial é de 7,6 bilhões de habitantes. Segundo estimativas da Organização das Nações Unidas (ONU), o contingente populacional do planeta atingirá a marca de 9,8 bilhões de habitantes em 2050. Atualmente mais de 1,3 bilhões de veículos operam no mundo e previsões apontam que este número atingirá os 2 bilhões em meados de 2050, BALAT (2009). A frota veicular é responsável por mais de 19% da emissão de dióxido de carbono CO<sub>2</sub>, BALLAT (2009). Por estas razões a comunidade científica vem incessantemente buscando o desenvolvimento tecnológico dos motores de combustão interna.

Neste contexto, justificam-se trabalhos e pesquisas relacionadas ao aumento de eficiência térmica e redução das emissões de gases poluentes e CO<sub>2</sub>. O cenário competitivo da atualidade demanda o uso eficiente de ferramentas numéricas para redução de tempo e custo no desenvolvimento de novas tecnologias para os motores de combustão interna, HALL (2012). Modelos computacionais fluidodinâmicos tridimensionais (CFD) tem sido bastante utilizado para verificar a influência de parâmetros de projeto e operacionais do motor sobre o processo de combustão, sendo mais indicado para análises específicas de um sistema ou volume de controle dos motores de combustão interna (MCI), onde muitas vezes não são capazes de gerar

dados quantitativos para análise de desempenho. Para verificação do desempenho e emissões modelos unidimensionais (1D) tem sido uma importante ferramenta no desenvolvimento de motores uma vez que os resultados obtidos podem apresentar erros inferiores a 7%, quando comparados com os resultados experimentais, sendo um excelente recurso para estimativa quantitativa do funcionamento do MCI. Resultados obtidos a partir de modelos 1D tem sido comumente usados para gerar as condições de contorno necessárias para implementação na modelagem 3D, uma vez que a obtenção desses dados de maneiras experimentais pode ser inviável ou de elevado nível de dificuldade, custo e tempo, ILLIEV (2015).

Segundo López (2010), a simulação numérica requer a utilização de modelos termodinâmicos, fluidodinâmicos, modelos de combustão, e da cinética das reações químicas no interior da câmara de combustão para obtenção de resultados satisfatórios. Existem diferentes níveis de complexidade de modelos 1D que podem ser utilizados para prever o desempenho de um motor, sendo que as simulações podem ser realizadas de maneira preditiva e não preditiva de acordo com o nível de detalhes esperado e informações disponíveis para geração do modelo numérico.

Segundo López (2000), métodos numéricos são utilizados para simular motores de ignição por centelha e compressão, dois ou quatro tempos, multicilindros e/ou multiválvulas, aspirados ou turboalimentados. Existem vários softwares que são utilizados para criação de um modelo, GT-POWER, AVL BOOST, Ricardo Wave são alguns deles. O GT-POWER é uma ferramenta computacional utilizada para simular através do método de volumes finitos unidimensional os motores de combustão interna.

O GT-POWER é um programa utilizado tanto em indústrias como no meio acadêmico e é capaz de prever desempenho, potência, torque, eficiência volumétrica, consumo de combustível. São disponibilizadas funções que o tornam eficaz para calcular emissões no cilindro e no escapamento, análises acústicas, temperatura no cilindro e nos coletores. Análises completas da influência do motor no restante do veículo também estão disponíveis no GT-SUITE. Entre os principais desafios destaca-se a dificuldade em obtenção de dados confiáveis e para implementação no *software*.

## **1.2 OBJETIVOS GERAIS**

Este trabalho tem como objetivo principal utilizar a ferramenta GT-POWER para simular numericamente através do método unidimensional o desempenho e emissões de poluentes do motor de ignição por centelha de quatro cilindros Ford Sigma 1.6, 16 válvulas operando com E25 e em regime permanente.

## **1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

A fim de se alcançar o objetivo geral estabelecem-se os seguintes objetivos específicos:

- 1- Caracterizar o desempenho do motor quanto ao consumo específico de combustível, torque, potência, eficiência volumétrica, eficiência térmica para condição de plena carga (WOT) no regime de rotação de 1000 a 6000 rpm.
- 2- Para as condições de operação de 3,49, 4,65 e 5,82 bar de pressão média efetiva (PME), operando nas rotações de 1.500, 2.500 e 3500 rpm (9 pontos) são calculados numericamente as emissões específicas de óxidos nitroso (NO<sub>x</sub>), monóxido e dióxido de carbono (CO, CO<sub>2</sub>) e hidrocarbonetos (THC).
- 3- Caracterização geométrica do motor.
- 4- Obtenção do diagrama de válvulas do motor;
- 5- Obtenção dos coeficientes de descarga das válvulas de admissão e descarga.
- 6- Calibração do modelo numérico a partir de dados experimentais.
- 7- Validação do modelo numérico confrontando os resultados numéricos com os dados experimentais da literatura.

# CAPÍTULO 2

## Revisão Bibliográfica

### 2.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a revisão bibliográfica organizada em duas partes. A primeira parte apresenta os princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna (MCI). A segunda aborda a utilização da modelagem numérica para simulação do desempenho dos MCI.

### 2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

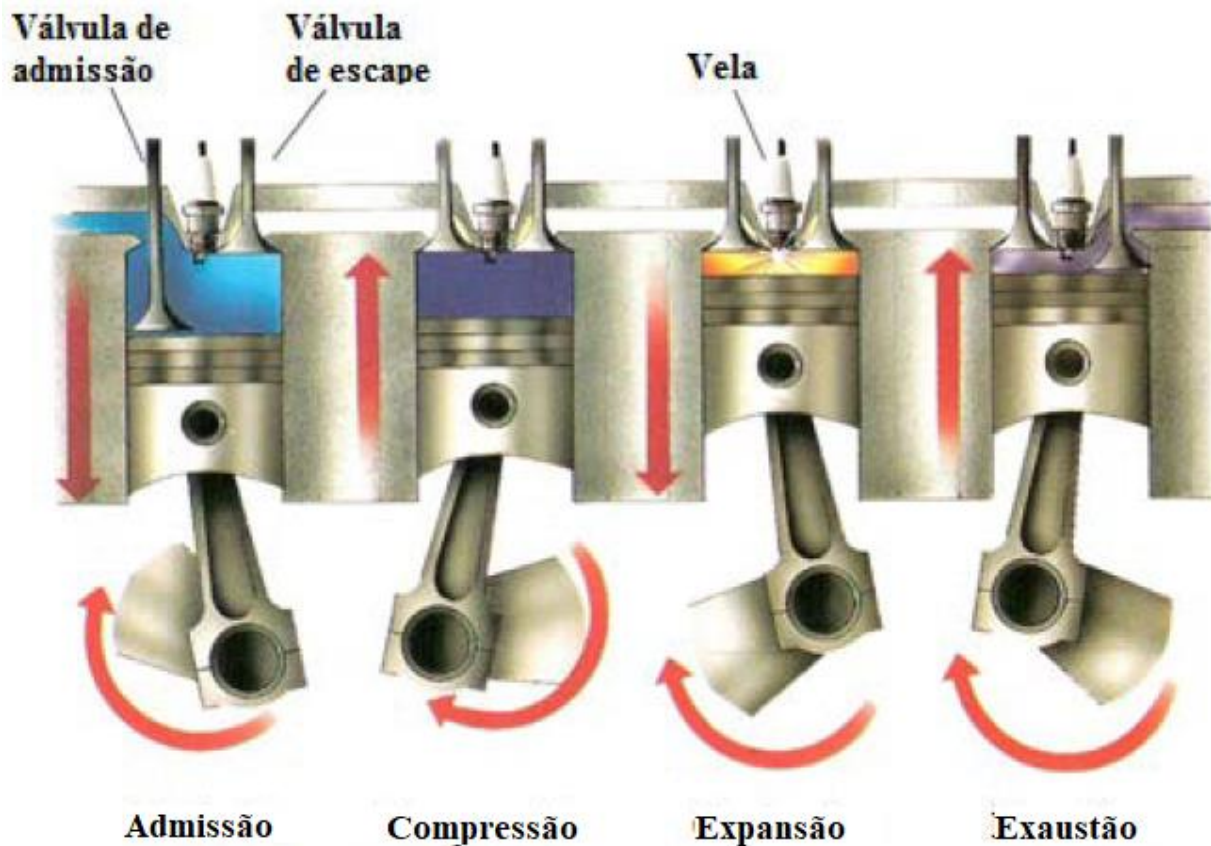
Neste tópico são descritos os ciclos ideal e real, os principais parâmetros de desempenho dos MCI, torque e potência, pressão média efetiva, eficiência térmica e volumétrica, consumo específico de combustíveis e o processo de formação da mistura ar/combustível. Também é abordado o processo de combustão e os parâmetros usados para sua caracterização.

#### 2.2.1 Ciclo mecânico

Motores de ignição por centelha operam segundo um ciclo mecânico composto por quatro processos: admissão, compressão, expansão e escape. Cada processo, também denominado de tempo, dura  $180^\circ$  de rotação do virabrequim. Desta forma um ciclo completo demanda duas voltas do virabrequim,  $720^\circ$ . Com auxílio da Figura 2.1, descreve-se o ciclo mecânico de funcionamento do MCI.



Figura 2.1 Ciclo Mecânico dos motores de ignição por centelha.



Fonte: Adaptado de Rodrigues Filho (2014)

**Admissão:** durante essa fase, com a válvula de admissão aberta e a de escapamento fechada, o embolo desloca-se do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI). O aumento do volume decorrente do movimento do embolo diminui a pressão no interior do cilindro promovendo um gradiente de pressão que induz a admissão de ar ou mistura ar combustível. A válvula de admissão é fechada alguns graus após o início do movimento de compressão para aproveitar a inércia dos gases da admissão favorecendo o enchimento do cilindro.

**Compressão** – Com as válvulas de admissão e escape fechadas, é realizado um movimento ascendente do êmbolo do PMI para o PMS, comprimindo a mistura ar combustível. A combustão é iniciada por uma centelha elétrica poucos graus antes do pistão atingir o PMS.

**Expansão** – Esta fase é caracterizada pela transformação de calor em trabalho do fluido. A liberação de calor decorrente do processo de combustão promove a expansão do fluido de trabalho que exerce uma pressão sobre o embolo, que se desloca do PMS para o PMI,

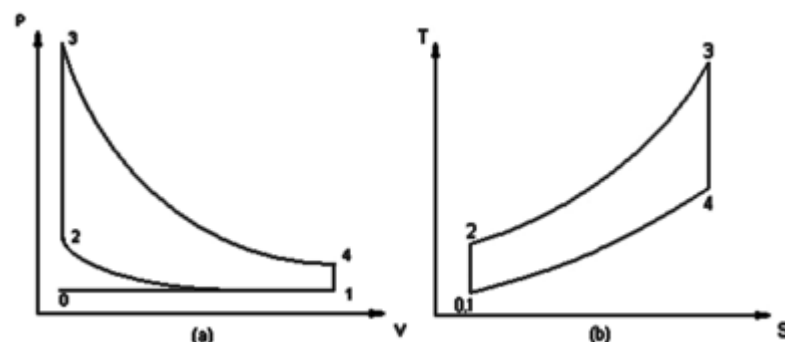
produzindo dessa forma trabalho mecânico. A válvula de escapamento é aberta poucos graus antes do PMI, visando usar a pressão no interior do cilindro para expulsar os gases queimados. Esse processo, chamado de “*blowdown*” reduz o trabalho de bombeamento do motor.

Exaustão - No final da expansão, a válvula de exaustão é aberta e o pistão desloca do PMI para o PMS, e exaure os gases produzidos pela oxidação da mistura gasosa. Em grande parte dos MCI, a válvula de admissão é aberta antes do término da fase de exaustão, ficando por um período de funcionamento ambas as válvulas abertas. Essa prática é feita com o objetivo de favorecer a limpeza da câmara de combustão eliminando os gases oriundos da combustão e admitindo mistura fresca, é denominado cruzamento de válvulas ou “*overlap*”.

### 2.2.2 Ciclo Teórico Otto

Os motores de ignição por centelha operam tendo como referência o ciclo termodinâmico teórico Otto. Este ciclo pode ser dividido em seis processos (fases). Para análise do ciclo teórico, o fluido operante é considerado como ar, comportando-se como gás ideal. A admissão e a exaustão ocorrem à pressão constante e a compressão e a expansão são consideradas isentrópicas. A Figura 2.2 mostra o diagrama de pressão pelo volume PV e da temperatura pela entropia TS, bem como as seis fases de funcionamento, compostas por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

Figura 2.2 a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para o ciclo Otto Ideal.



Fonte: HEYWOOD, 1988

As seis fases do ciclo decorrem da seguinte forma: HEYWOOD, 1988.

0 → 1 Ar é admitido para o interior do cilindro, à pressão constante, em um processo adiabático.

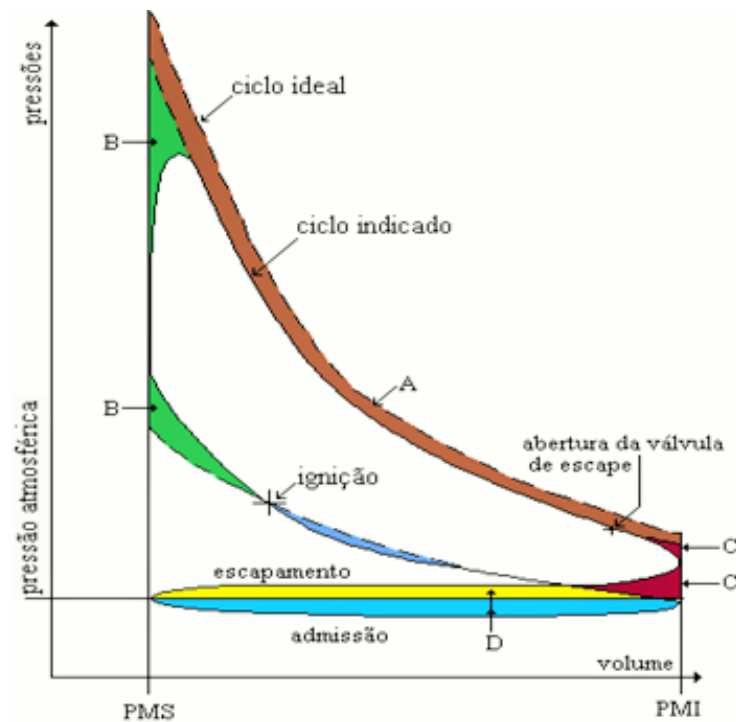
- 1 → 2 Compressão isentrópica: o êmbolo se desloca do ponto 1, PMI, para o ponto 2, PMS.
- 2 → 3 Introdução de calor a volume constante: hipótese considerada na Equação 2.5, a energia química é transferida para o fluido por meio da combustão na forma de calor.
- 3 → 4 Expansão isentrópica: fase de produção de trabalho útil, o êmbolo se desloca do ponto 3, PMS, para o ponto 4, PMI.
- 4 → 1 Rejeição de calor a volume constante: calor não aproveitado é rejeitado para a fonte fria, em um processo isovolumétrico.
- 1 → 0 Exaustão a pressão constante: o fluido é eliminado, em um processo adiabático, através do deslocamento do êmbolo do PMI para o PMS.

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a admissão e exaustão do fluido operante, denominado trabalho de bombeamento, é nulo.

### **2.2.3 Ciclo Indicado**

Os processos que caracterizam o ciclo real ou indicado diferem do teórico. As diferenças devem-se as perdas de calor para o sistema de arrefecimento e lubrificação, ao processo de combustão não ocorrer a volume constante nem ser completo, as irreversibilidades e a perda de carga durante os processos de admissão e escapamento. Na Figura 2.3 um ciclo teórico Otto e um ciclo indicado são esquematicamente desenhados e utilizadas para destacar algumas das diferenças entre os mesmos.

Figura 2.3 Diagrama PV comparando o ciclo Otto ideal e o indicado.



Fonte: Adaptado de GIACOSA, 2004

Alguns fatores responsáveis por ocasionar essa diferença são as perdas de bombeamento, que no ciclo real são responsáveis por admitir e expulsar o fluido operante e no ciclo teórico essa perda é nula e acabam influenciando a eficiência térmica do ciclo, representado pela letra “D” do diagrama. No ciclo teórico, o calor é introduzido de maneira instantânea e a volume constante, no entanto no ciclo real a centelha gera uma onda de chama que se propaga a partir da vela de ignição em direção as extremidades do cilindro, causando uma alteração na curva de pressão que são indicadas na letra “B” do diagrama. O ciclo teórico considera a combustão completa, enquanto no ciclo real a combustão é incompleta e ocorre perda de calor para o sistema de arrefecimento do motor. Essa perda pode ser demonstrada pela região “A” do diagrama. Perdas pela abertura antecipada da válvula de escape são observadas no ciclo real, diferentemente do teórico, porém essa perda parcialmente é compensada pela diminuição do trabalho de bombeamento do movimento de expulsão dos gases de escape, sendo indicada pela região “C” do diagrama. Perdas por refrigeração são necessárias no ciclo real, para refrigeração dos cilindros devido ao limite de temperatura nos materiais empregados. GIACOSA (2004)

## 2.2.4 Eficiência térmica e de combustão

Heywood (1988) define eficiência térmica  $\eta_{te}$  de um motor de combustão interna como o quociente entre o trabalho líquido disponível no eixo e o calor disponibilizado pela combustão. Logo a eficiência térmica é inversamente proporcional ao consumo específico de combustível e ao poder calorífico inferior do combustível, conforme Equação 2.1:

$$\eta_{te} = \frac{3600}{BSFC \times PCI} \quad (2.1)$$

Onde:

BSFC: Consumo específico de combustível no eixo, do inglês *break specific fuel consumption* [g/kWh];

PCI: poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

É descrito também a eficiência de combustão como razão entre energia liberada no processo de combustão e a energia fornecida ao motor através do combustível, podendo ser descrito então como Equação 2.2. HEYWOOD (1988):

$$\eta_c = \frac{PCI_{comb} - H_{NO_2}x[NO_x] - H_{CO}x[CO] - PCI_{comb}x[THC]}{PCI_{comb}} \times 100 \quad (2.2)$$

onde:

$PCI_{comb}$ : poder calorífico inferior do combustível E25 [MJ/kg];

$H_{NO_x}$ : entalpia de formação do  $NO_x$ ;

$[NO_x]$ : concentração em porcentagem por volume nos gases de escapamento  $NO_x$ ;

$H_{CO}$ : entalpia de formação do CO;

$[CO]$ : concentração em porcentagem por volume nos gases de escapamento CO;

$[THC]$ : concentração em porcentagem por volume nos gases de escapamento THC;

### 2.2.5 Eficiência Volumétrica

O desempenho do motor está ligado diretamente a quantidade de ar admitido para combustão. Dessa forma, quanto maior a capacidade de admitir ar do motor, maior será a possibilidade de geração de potência. Portanto a eficiência volumétrica é um parâmetro bastante utilizado para avaliar o desempenho dos MCI. Segundo Heywood (1988) a eficiência volumétrica é dada pela razão entre a vazão mássica de ar real admitida pelo motor e a teórica. Essa definição pode ser observada pela Equação 2.3:

$$\eta_v = \frac{120 \cdot \dot{m}}{\rho_a \cdot V_d \cdot N} \quad (2.3)$$

onde:

$V_d$ : volume deslocado pelo pistão entre o PMI e PMS [m<sup>3</sup>];

$N$ : rotação do motor [RPM];

$\rho_a$ : massa específica do ar admitido na temperatura de referência [kg/m<sup>3</sup>];

$\dot{m}$ : Vazão mássica de ar real através do conduto de admissão [kg/s].

Fatores que influenciam a eficiência volumétrica estão relacionados com a capacidade de remoção de calor do ar no processo de admissão, tornando a mistura mais densa e consequentemente melhorando a eficiência volumétrica. O estado físico do combustível gasoso ou líquido, tipo de alimentação do combustível, razão ar/combustível, porcentagem de combustível vaporizado, calor latente do combustível e temperatura do mesmo na admissão são responsáveis por alterar esse parâmetro. Razão volumétrica de compressão, razão entre os valores de pressão nos coletores de descarga e admissão, fração de gases queimados remanescentes no cilindro, geometria dos condutos e rotação do motor, afetam o rendimento volumétrico. STONE (1999)

A perda de carga é um fator fundamental para o dimensionamento do sistema de admissão e influencia diretamente a eficiência volumétrica. Geralmente um fator crítico são os diâmetros das válvulas, devido as limitações mecânicas de projeto da câmara de combustão. Outro fator relevante é a dinâmica dos gases, associadas a ondas alternativas devido ao movimento dos pistões e abertura e fechamento das válvulas. Uma alteração no comprimento dos dutos e/ou

área de secção transversal gera uma alteração na frequência de ressonância para a faixa de operação desejada, influenciando na eficiência volumétrica. WINTERBORNE (1999).

### 2.2.6 Consumo Específico de combustível

Segundo Ferguson (1986), consumo específico de combustível é dado pela razão entre a vazão mássica de combustível e a potência efetiva e pode ser descrito pela Equação 2.4:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{ef}} \quad (2.4)$$

Onde:

*BSFC*: Consumo específico de combustível medido a partir do trabalho líquido (do inglês *Break specific fuel consumption*) [g/kWh]

$\dot{m}_f$ : Vazão mássica de combustível [g/h]

$P_{ef}$ : Potência de freio efetiva [kW]

### 2.2.7 Torque e Potência

Torque e potência são parâmetros primordiais para especificação de um motor. Torque pode ser entendido como o momento de torção produzido no eixo do virabrequim durante o ensaio no dinamômetro, sendo a capacidade do motor de realizar trabalho mecânico. Potência pode ser descrita como a taxa em que esse trabalho é realizado, e pode ser calculada a partir do produto do trabalho e da rotação angular, que pode ser visto na Equação 2.5.

$$P = 2\pi \frac{N}{60} T \quad (2.5)$$

Onde P representa a potência em watt [kW], N o número de revoluções por minuto [RPM] e T o torque exercido pelo motor em [kN.m].

Heywood (1988) relaciona a potência e o torque com a eficiência térmica e a eficiência volumétrica para motores que operam em 4 tempos, em que são apresentados nas Equações 2.6 e 2.7, respectivamente.

$$P = \frac{\eta_{te}\eta_v V_d \frac{N}{60} Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A)}{2} \quad (2.6)$$

$$T = \frac{\eta_{te}\eta_v V_d Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A)}{4\pi} \quad (2.7)$$

Onde  $\eta_{te}$  é a eficiência térmica,  $\eta_v$  é a eficiência volumétrica,  $N$  é a rotação do motor [RPM],  $Q_{HV}$  é o poder calorífico inferior do combustível em [kJ/kg],  $\rho_{a,i}$  é a densidade do ar admitido [kg/m³] e  $(F/A)$  a razão combustível / ar.

### 2.2.8 Pressão média efetiva (PME)

Embora o torque seja um importante parâmetro de desempenho do motor, ele está diretamente ligado ao seu deslocamento volumétrico. Uma medida de desempenho relativa é obtida dividindo o trabalho por ciclo pelo volume deslocado, HEYWOOD (1988). Esse parâmetro possibilita a comparação de desempenho de motores de diferentes cilindradas, é denominado pressão média efetiva (PME). A mesma pode ser calculada através da Equação 2.8

$$PME = 598,80 \frac{P_{ef} n_r}{V_d N} \quad (2.8)$$

onde:

$P_{ef}$ : Potência efetiva[kW]

$n_r$ : número de revoluções para execução do ciclo [1 para motor 2 tempos e 2 para 4 tempos]

$V_d$ : Volume deslocado [dm³]

$PME$ : Pressão média efetiva [bar]

$N$ : Rotação [RPM]

A PME pode ser relacionada como sendo função das eficiências volumétrica e de conversão de combustível, que pode ser observado na Equação 2.9.

$$PME = 10^{-2} \eta_f \eta_v Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A) \quad (2.9)$$

A PME é a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão na fase de expansão para que fosse realizado o mesmo trabalho líquido efetivo. Analogamente, é possível calcular



a pressão média indicada (PMEI), ao substituir a potência efetiva pela potência indicada e é obtido a pressão média para realização do trabalho indicado.

A potência média efetiva indicada (PMEI) é sempre maior que a efetiva (PME), por desconsiderar perdas mecânicas. Essa diferença representa a eficiência mecânica, que pode ser verificada a partir da Equação 2.10:

$$\eta_m = \frac{PME}{PMEI} \quad (2.10)$$

A perda de eficiência mecânica é dada pelo atrito entre as partes móveis pode ser descrita como a potência consumida pelo próprio motor para seu funcionamento pelo seu deslocamento volumétrico. A pressão média efetiva de fricção (PMEF) pode ser descrita em função da PMEI e PME, como Equação 2.11, dado em bar.

$$PMEF = PMEI - PME \quad (2.11)$$

### **2.2.9 Formação da mistura ar/combustível**

A mistura ar combustível pode ser rica, pobre ou estequiométrica. Uma mistura estequiométrica é obtida quando a quantidade de massa de oxigênio presente no ar do interior do cilindro é igual a quantidade teórica necessária para promover a combustão completa da massa de combustível obtendo após a reação apenas CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O. Se a massa de combustível presente na mistura for maior que a necessária para formação de uma mistura estequiométrica, a mistura considerada rica. Se houver menos combustível, a mistura é denominada pobre. O Quadro 2.1 representa a propriedade dos combustíveis E0, E25 e E94.

Quadro 2.1 Propriedade dos combustíveis.

	Gasolina	Etanol	Gasolina E25
Fórmula Molecular	<b>C<sub>8</sub>H<sub>18</sub></b>	<b>C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH</b>	<b>E25</b>
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	<b>43,5</b>	<b>26,76</b>	<b>38,92</b>
Calor latente de vaporização. [kJ/kg]	<b>376,2</b>	<b>947,4</b>	<b>530</b>
A/F Relação estequiométrica	<b>14,6</b>	<b>8,8</b>	<b>13,03</b>
Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	<b>719,5-758</b>	<b>808,7</b>	<b>748,2</b>
Oxigênio [% m/m]	<b>&lt;2,7</b>	<b>36,3</b>	<b>13,0</b>
RON	<b>93</b>	<b>109</b>	<b>97,3</b>

Fonte: Adaptado de Melo (2012), ANP N° 40 (2013), ANP N° 7 (2011b), GT-POWER (2016)

Heywood (1988) define o fator lambda ( $\lambda$ ) como a razão entre a razão ar combustível real e a estequiométrica, podendo ser expresso pela Equação 2.12:

$$\lambda = \frac{(A/F)_r}{(A/F)_s} \quad (2.12)$$

onde:

$\lambda$ : fator lambda;

$(A/F)_r$ : razão ar/combustível em massa real;

$(A/F)_s$ : razão ar/combustível em massa estequiométrica (do inglês *stoichiometric*);

A gasolina é um combustível de origem fóssil derivada do petróleo. Sua composição é composta por uma mistura de hidrocarbonetos, enxofre e nitrogênio. Apresenta-se como uma ótima opção como combustível para motores de combustão interna de ignição por centelha, por proporcionar alto poder calorífico e alto conteúdo de energia volumétrico. Por ser uma mistura, apresenta parcelas voláteis a baixas temperaturas, favorecendo a partida a frio do motor mesmo em condições ambientes de baixa temperatura.

O etanol apresenta composição molecular que o tornam mais reativo do que os combustíveis formados por hidrocarbonetos, devido a presença de oxigênio em sua composição química. A estrutura do etanol possui uma fração polar devido à presença do radical hidroxila

e uma fração não polar, provinda da cadeia de carbonos, explicando a diluição desse combustível tanto em gasolina (não polar) quanto em água (polar). PEARSON (2014)

As propriedades do etanol, elevado número de octanas, calor latente de vaporização, velocidade laminar de propagação de chama, o tornam uma excelente opção para os MCI de ignição por centelha. Por ser um biocombustível é considerado ambientalmente amigável, pois o CO<sub>2</sub> liberado na combustão é reabsorvido durante a fotossíntese durante o cultivo da cana-de-açúcar. O menor poder calorífico inferior, 26,8 MJ/kg, quando comparado com a da gasolina, 43,54 MJ/kg, é compensado pela menor razão ar combustível estequiométrica, 9:1 contra 14,6 da gasolina, levando a uma densidade energética da mistura cerca de 10% menor. É importante destacar que a menor razão ar/combustível estequiométrica do etanol leva a um maior consumo específico de combustível, quando comparada com motores alimentados com gasolina, sendo este a principal desvantagem da utilização do etanol.

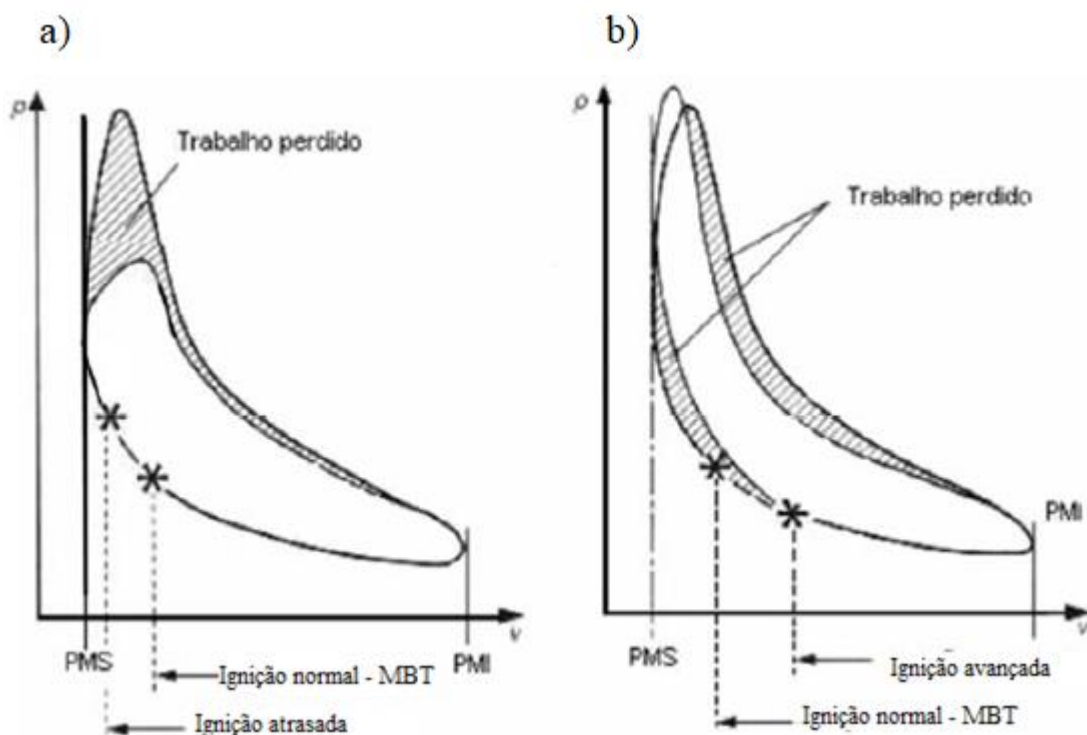
#### **2.2.10 Combustão em MCI de ignição por centelha.**

Em motores de ignição por centelha (SI, do inglês *spark ignition*), a combustão tem seu início a partir do contato de uma porção da mistura ar/combustível com a centelha elétrica, que atinge temperaturas entre 3000 e 6000K. O processo de combustão é uma reação química rápida, exotérmica e ocorre com a presença de oxigênio e de um combustível, que é oxidado nesse processo. A propagação da chama é função entre: a taxa da reação química, os fenômenos de transporte e a difusão de calor e massa no interior do cilindro, FERGUNSON, 2001. A velocidade de propagação da chama é um parâmetro crítico influenciado principalmente pela taxa de reação, fenômeno químico no qual a chama se alimenta com a mistura não queimada. A taxa de transporte é responsável por influenciar na diferença de pressão no interior do cilindro assim como o movimento da chama relativo as paredes da câmara de combustão. A turbulência e a relação ar/combustível influenciam nesses parâmetros. A velocidade em que esses fenômenos ocorrem influenciam diretamente na duração da combustão, determinando a taxa em que o combustível é transferido da zona não queimada para queimada, influenciando diretamente na pressão no interior do cilindro.

Rodrigues Filho (2014) explica que o fator determinante para iniciar a combustão não é somente a temperatura da centelha, sendo fundamental a excitação e a ionização molecular da mistura. Devido a combustão não ser instantânea, a mesma é iniciada antes que o êmbolo atinja

o PMS, próximo ao final da compressão. Caso a combustão ocorrer tardiamente, o aumento de pressão será tardio, acarretando em uma pressão final mais baixa, Figura 2.4 a). Se a combustão seja muito adiantada, acarretará elevadas pressões e temperaturas no interior do cilindro, fazendo com que sejam aumentados o atrito e a transferência de calor para as paredes, além de aumentar significativamente o trabalho de compressão, reduzindo o trabalho líquido, Figura 2.4 b) LENZ (1992). Se a redução da pressão no cilindro reduz a extração de trabalho ocasionando a redução de eficiência térmica do motor. Este fato pode ser agravado pelo aumento da temperatura de escapamento decorrente de uma fase atrasada da combustão podendo danificar a válvula de escape e o catalizador.

Figura 2.4 - Influência do avanço da ignição no desempenho.



Fonte: Adaptado de GIACOSA, 2004

### 2.2.10.1 Avanço de Ignição

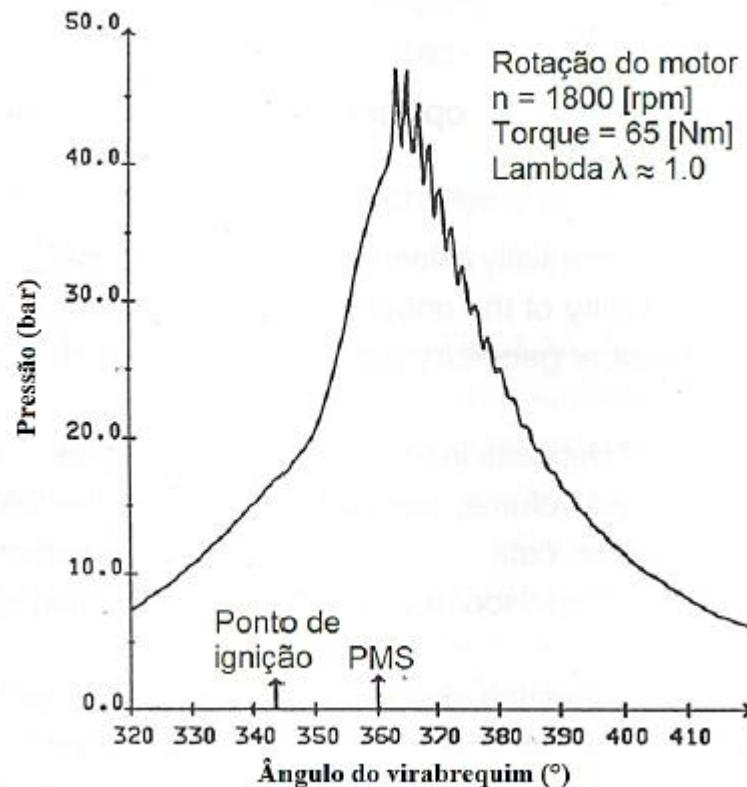
O momento em que a combustão é iniciada afeta significativamente o desempenho do motor. Para se obter o maior torque e consequentemente a melhor eficiência de conversão de combustível, é necessário que a combustão tenha seu início antes do pistão atingir o PMS de compressão. Dessa forma, a centelha é produzida alguns graus antes do PMS de compressão,

fato denominado de avanço de ignição. O avanço de ignição é, portanto, um parâmetro operacional dos MCI, sendo uma medida em graus antes do ponto morto superior APMS de compressão, correspondente ao momento em que ocorre o centelhamento. O avanço de ignição tem como principal objetivo sincronizar o processo de combustão com o movimento alternativo do embolo visando a maximização do trabalho líquido. Rodrigues Filho (2014) afirma que o torque máximo (MBT, do inglês, *maximum brake torque*) é obtido quando a pressão máxima no interior do cilindro ocorre a aproximadamente de 8° a 13° DPMS de compressão.

#### **2.2.10.2      Anomalias da Combustão**

Se a combustão de um motor ciclo Otto for iniciada por outro fenômeno que não seja a centelha elétrica, ocorre uma combustão anormal. Em uma combustão normal, a mistura é inflamada a partir da centelha elétrica, fazendo com que a frente de chama se desenvolva a partir da vela de ignição em direção as paredes da câmara de combustão. Caso ocorra durante esse período regiões em que haja elevadas temperaturas em que a mistura não queimada atinja temperatura de autoignição, a ignição espontânea pode ocorrer e causar a detonação. A detonação decorre da colisão das duas frentes de chama no interior do cilindro e causa oscilações da pressão no interior do cilindro devido aos choques das ondas supersônicas. A Figura 2.5 mostra uma curva de pressão em função da posição angular do motor. Nessa curva de pressão é possível observar um serrilhamento, decorrente da oscilação da pressão consequente da ocorrência do fenômeno da detonação, LENZ (1992).

Figura 2.5 Pressão indicada em um cilindro com ocorrência da detonação.



Fonte: Adaptado de LENZ, 1992

A detonação causa elevadas cargas mecânicas e térmicas podendo ser prejudicial aos componentes mecânicos do motor. Fatores que influenciam na presença da detonação são características geométricas da câmara de combustão, razão volumétrica de compressão, tipo de combustível, razão ar/combustível, carga e rotação. RODRIGUES FILHO (2014).

Outra anomalia de comum na combustão é pré-ignição e ela pode ocorrer quando a mistura é inflamada pela exposição a pontos de elevadas temperaturas, tais como depósitos de carvão na cabeça do cilindro ou componentes submetidos a maiores cargas térmicas e refrigeração deficiente. Elevadas razões de compressão favorecem o surgimento da pré-ignição por causarem um aumento da temperatura da câmara de combustão. Rodrigues Filho (2014) explica que a pré-ignição tem efeito similar ao da ignição avançada, podendo causar detonação ocasionando ciclos que intensificam o surgimento de novas pré-ignições, podendo ocasionar uma combustão sem controle e danos ao motor.

Apesar de não ser uma anomalia de combustão, a dissociação causa um efeito indesejado na combustão. A dissociação consiste na degradação da molécula do combustível em moléculas mais simples devido ao aumento da temperatura no interior do cilindro. Quando esse fenômeno

está presente é notado diminuição da eficiência da combustão, uma vez que este processo requer energia para ocorrer. LENZ (1992)

### 2.2.10.3 Análise da Combustão

Conhecendo a massa admitida e a massa queimada, a combustão pode ser avaliada através de PMEI em aspectos relacionados a sua variabilidade, taxa de queima e taxa de liberação de calor. Para isso, foram desenvolvidos modelos termodinâmicos para estimar características operacionais do motor.

Durante o funcionamento normal do motor, é natural que haja variações da pressão observada no cilindro ciclo-a-ciclo e também cilindro-a-cilindro, causando efeitos indesejados no funcionamento do motor, como vibrações excessivas e variação do trabalho produzido. A análise de repetibilidade cíclica da PMEI representa a qualidade em que a combustão ocorre. Essa condição limita as faixas de condições operacionais de ignição por centelha, especialmente quando operam com misturas pobres. As análises podem ser caracterizadas por variação de pressão entre um ciclo e outro. O coeficiente de variação (COV) do PMEI define a variabilidade cíclica no trabalho indicado por ciclo e pode ser calculado através da Equação 2.13. HEYWOOD (1988)

$$COV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{PMEI_{médio}} \quad (2.13)$$

Onde:  $COV_{PMEI}$  é a coeficiente de variação do PMEI,  $\sigma_{PMEI}$  [bar] é o desvio padrão do PMEI e  $PMEI_{médio}$  [bar] é o valor médio do PMEI para os ciclos analisados.

Um método para avaliar a combustão é a divisão da mistura em fração não queimada para a queimada. A taxa em que a massa de combustível é queimada durante a combustão é determinada através da primeira lei da termodinâmica aplicada para pressão no cilindro, é dada pela Equação de Wiebe 2.14.

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (2.14)$$

Onde  $x_b$  é a fração queimada,  $\theta$  é a posição angular em graus,  $\theta_0$  é o início da combustão em graus,  $\Delta\theta$  é a duração total da combustão em graus, e  $a$  e  $m$  são parâmetros ajustáveis (são observados valores típicos para  $a = 5$  e  $m = 2$ ). HEYWOOD (1988).

Análises são realizadas quanto a tempo necessário para que determinada faixa de mistura seja queimada e são parâmetros indicativos da velocidade de combustão, alguns conceitos podem ser aplicados:

- a) **MBF 10 – IGNADV** – deslocamento angular do virabrequim desde a ignição até a posição em que 10% da massa da mistura é queimada
- b) **MBF10-90**– deslocamento angular do virabrequim para que 80% da fração seja queimada, desconsiderando 10% inicial e final.
- c) **MBF 50** – posição angular virabrequim no momento em que 50% da fração mássica de combustível é queimada.

Heywood (1988) sugere verificar a velocidade de combustão com a utilização do MBF10-90. Nos 10% iniciais a velocidade da chama sofre influência das condições de turbulência, que ainda não estão completamente definidas. No final da combustão, a frente de chama é afetada pela parede do cilindro devido ao decréscimo de temperatura.

Rodrigues Filho (2014) define a taxa de liberação de calor do fluido operante para o ciclo relacionando a pressão PMEI em função da posição angular do virabrequim, a primeira lei da termodinâmica e a equação dos gases ideais, conforme Equação 2.15:

$$\left(\frac{dQ(\theta)}{d(\theta)}\right) = \frac{K(\theta)}{K(\theta)-1} P(\theta) \frac{dV(\theta)}{d(\theta)} + \frac{1}{K-1} V(\theta) \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \quad (2.15)$$

Onde  $K$  é o coeficiente politrópico definido pela razão entre os coeficientes de calor específico a pressão constante e volume constante, na pressão observada no momento  $P(\theta)$  e volume no momento  $V(\theta)$ . Rodrigues filho (2014) relaciona a curva de calor liberado em função da posição do virabrequim  $Q(\theta)$  com o calor total fornecido no ciclo  $Q_t$ , obtendo o MBF, Equação 2.16:

$$MBF(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q_t} \quad (2.16)$$



## 2.3 MODELO DE COMBUSTÃO NO GT-POWER

O GT-POWER é um software utilizado para cálculo unidimensional da combustão em motores baseado em equações de transferência de calor e dinâmica dos fluidos. Os modelos de combustão são divididos em dois grupos: não preditivos e preditivos. Nas análises não preditivas são utilizados parâmetros da combustão a partir de condições obtidas experimentalmente tais como curva de pressão ou fração mássica de combustível queimado em função da posição angular do motor. Dados de desempenho são calculados a partir da taxa de queima e taxa de transferência de calor, sendo que a combustão é calculada até que os valores correspondam ao inserido na condição de contorno, uma vez que seu resultado é definido pelo usuário através de dados coletados nos testes experimentais. Análises preditivas consistem em utilizar o recurso computacional do GT-POWER para cálculo da combustão, sendo que para isso, é necessário fornecer parâmetros de entrada suficientes para que seja efetuado o cálculo. A combustão é modelada em múltiplas zonas no interior do cilindro e é necessário impor características da dinâmica da onda de combustão e geometria da câmara de combustão. Apesar do software ser capaz de calcular a combustão, a calibração do modelo com dados experimentais é uma prática recomendada.

Trindade (2016) realizou uma comparação entre os modelos de combustão disponíveis no GT-POWER para motores de ignição por centelha. Modelos não preditivos requerem parâmetros de combustão obtidos experimentalmente em função da posição do virabrequim. A combustão é modelada independentemente das condições no cilindro e a única limitação é a quantidade de combustível disponível por ciclo. Deve ser utilizada quando a variável a ser estudada não é afetada diretamente pelo processo de combustão, como a influência do coletor de admissão na eficiência volumétrica ou mesmo análises acústicas.

Em teoria, a simulação preditiva pode ser utilizada para qualquer análise computacional, porém devem ser levadas em consideração o maior tempo de simulação e a necessidade de parâmetros de entrada mais detalhados para execução do modelo, portanto análises preditivas são indicadas para estudos de partes que são afetadas diretamente pela combustão, como a análise do tempo de injeção, recirculação dos gases de escape, emissões de  $\text{NO}_x$ . O Quadro 2.2 apresenta resumidamente as características de cada método de combustão.

Quadro 2.2 Comparação entre os modelos de combustão.

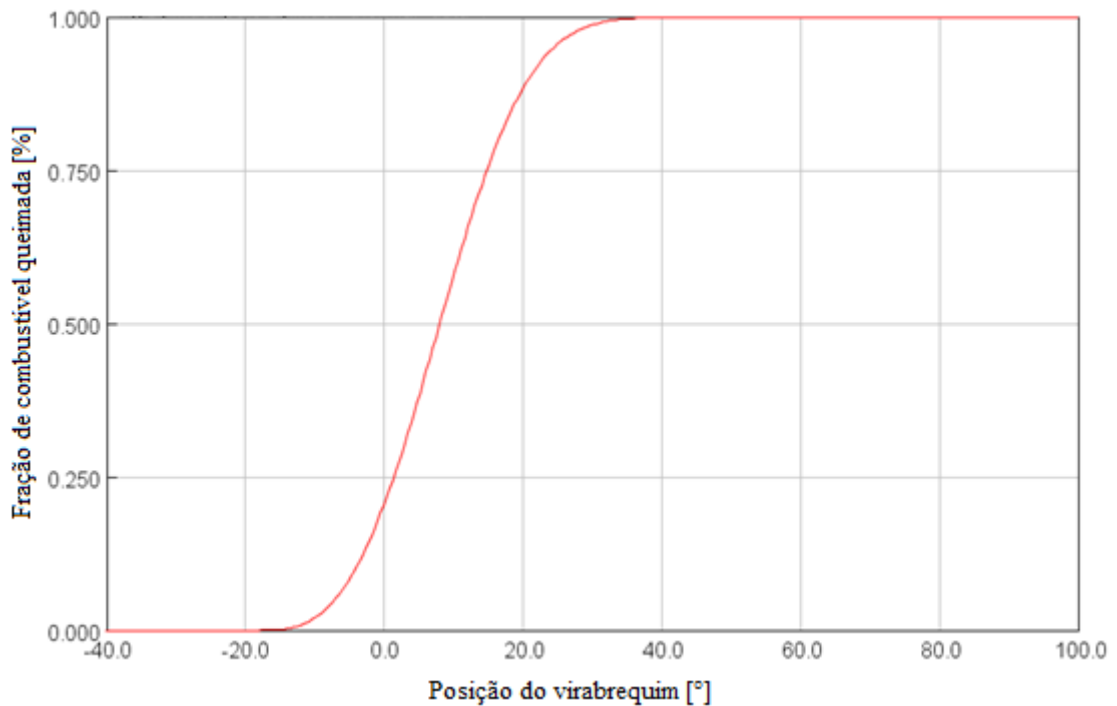
Modelo Não preditivo	Modelo preditivo
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Parâmetros da combustão obtidas experimentalmente inseridas pelo usuário</li> <li>- Requer dados experimentais da combustão para cada ponto de operação</li> <li>- Não afetado pelas condições de operação</li> <li>- Computação mais rápida se comparado ao modelo preditivo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Não é necessária implementação de parâmetros de combustão obtidos experimentalmente</li> <li>- Facilmente ajustável para condições transientes</li> <li>- Análise da combustão mais detalhada, emissões de poluentes, presença de detonação e análise de transferência de calor no cilindro</li> </ul>

Fonte: Adaptado de Trindade, 2016

O GT-POWER possui um modelo não preditivo capaz de calcular a taxa de queima da mistura em relação a posição do virabrequim quando inserida a curva de pressão obtida experimentalmente. O cálculo é realizado utilizando parâmetros presentes na função é denominada *Imposed Combustion Profile*, onde o combustível é transferido da zona não queimada para queimada de maneira iterativa até que se atinja a pressão do valor de entrada. Esse recurso é capaz de realizar uma análise rápida com resultados condizentes com o obtido experimentalmente e serve como base para obtenção de mais dados para execução da análise preditiva.

O desempenho também pode ser calculado através de funções contínuas com a utilização da função de Wiebe apresentada anteriormente na Equação 2.13, que relaciona a fração mássica queimada e a posição angular do virabrequim. Esse modelo de combustão é disponível no GT-POWER como *SI-Wiebe*, que relaciona a taxa de queima da mistura de acordo com a posição do virabrequim para motores de ignição por centelha, exemplo que pode ser observado na Figura 2.6. O software ajusta os parâmetros de combustão para buscar o valor de entrada disponibilizado.

Figura 2.6 Taxa de queima de massa de combustível em relação a posição do virabrequim.



Fonte: próprio autor

Trindade (2016) explica que é feita uma transformação da função clássica de Wiebe para resolução por métodos de volumes finitos, e para sua implementação, são necessários fornecer os seguintes parâmetros:

AA: ângulo entre o PMS e o MBF50

D: Duração da combustão, em graus do MBF90-10

E: Expoente de Wiebe, valores típicos entre 1 e 3

CE: Fração de combustível queimada

BM: Combustível queimado antes do ângulo AA

BM: Combustível queimado no MBF10-IGNADV

BE: Combustível queimado após o MBF90

O cálculo é executado seguindo as Equações 2.17, 2.18, 2.19, 2.20, 2.21:

$$BMC = -\ln(1 - BM) \quad (2.17)$$

$$BSC = -\ln(1 - BS) \quad (2.18)$$

$$BEC = -\ln(1 - BE) \quad (2.19)$$

$$WC = \left[ \frac{D}{\frac{1}{BEC^{\bar{E}+1}} - \frac{1}{BSC^{\bar{E}+1}}} \right]^{-E+1} \quad (2.20)$$

$$SOC = AA - \frac{D.BMC^{\frac{1}{\bar{E}+1}}}{\frac{1}{BEC^{\bar{E}+1}} - \frac{1}{BSC^{\bar{E}+1}}} \quad (2.21)$$

onde:

BMC: Constante de ponto médio queimado

BSC = constante de início queimada

BEC = constante final queimada

WC = Wiebe constante

SOC = Início da combustão

Os parâmetros de combustão calculados por sua vez apresentam-se como a fração da taxa de queima, Equação 2.22 onde  $\theta$  é a posição angular do virabrequim.

$$Comb(\theta) = CE\{1 - \exp[-WC(\theta - SOC)^{E+1}]\} \quad (2.22)$$

A função *Spark Ignition Turbulent Flame Model* é indicada para realizar análises preditivas de combustão com carga homogênea. Para se utilizar esse modelo, é necessário possuir um conhecimento prévio do cilindro e câmara de combustão, dados geométricos, avanço de ignição e temporização da injeção de combustível, incluindo o movimento da mistura (*swirl e Tumble*). A taxa da onda de queima é definida por três Equações 2.23, 2.24 e 2.25

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T S_L) \quad (2.23)$$

$$\frac{dM_e}{dt} = \frac{M_e - M_b}{\tau} \quad (2.24)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (2.25)$$

onde:

$M_e$ : entrada de massa de mistura não queimada [kg]

$\rho_u$ : densidade da mistura não queimada [kg/m<sup>3</sup>]

$A_e$ : área de superfície de arrastamento na borda da frente da chama [m<sup>2</sup>]

$S_T$ : velocidade de chama turbulenta [m/s]

$S_L$ : velocidade de chama laminar [m/s]

$M_b$ : Massa queimada [kg]

$\tau$ : tempo constante [s]

$t$ : tempo [s]

$\lambda$ : Comprimento de micro-ondas de Taylor

A Equação 2.23 estabelece a taxa em que a mistura não queimada é transportada para a frente de chama proporcionalmente as velocidades de chama turbulenta e laminar. A taxa de queima é proporcional a quantidade de produtos não queimados através da frente de chama por um tempo constante  $\tau$ , que pode ser visto na Equação 2.24. A Equação 2.25 define a constante de tempo calculada a partir da divisão da escala de Taylor pela velocidade de chama laminar.

Trindade (2016) comparou o método preditivo *SI-Turbulent Flame Model* e não preditivo *SI-Wiebe* com dados experimentais, houve erros de -0,23% para PMEI, -0,48% para pressão máxima no interior do cilindro, e -1,15% para torque, comparando com os resultados obtidos experimentalmente. Ao se utilizar a função *SI-Wiebe* os erros foram de 0,77%, -8,0% e -1,6% para as mesmas condições apresentadas anteriormente.

Apesar da função preditiva ter apresentado resultados mais convergentes possivelmente por representar melhor a combustão, Trindade (2016) alerta que nem sempre estão disponíveis informações necessárias para configurar o modelo, a geometria da combustão pode ser difícil de ser obtida, e os valores de turbulência e velocidade de chama não são fáceis de serem medidas. A calibração do motor virtual com dados experimentais é desejada. Por fim, as funções preditivas exigem medições em condições específicas que podem levar a maior tempo e custo de desenvolvimento do motor em questão, incluindo maior processamento computacional.

## 2.4 UTILIZAÇÃO DE MODELAGEM NUMÉRICA

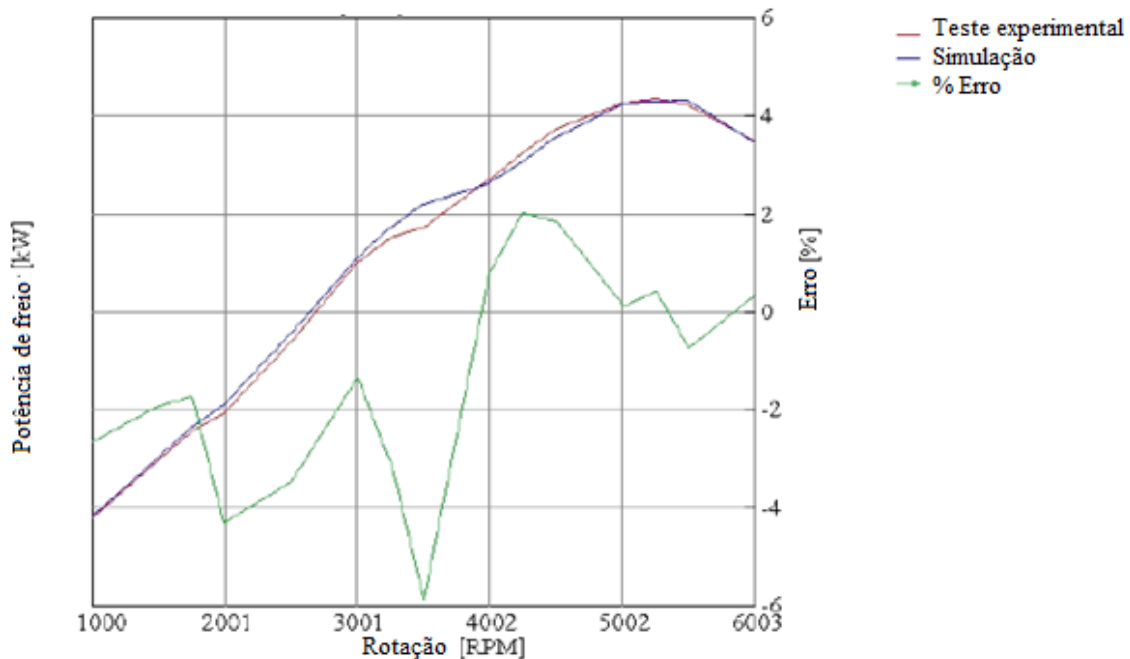
López (2000), criou uma linguagem numérica baseada em equações unidimensionais para dinâmica de gases para estudo do fluxo no interior dos coletores de admissão e escape. Demais componentes do motor, válvulas, etc. foram modelados de acordo com as leis termodinâmicas ou modelos zero dimensionais (0D). O código foi desenvolvido para ser versátil de modo a ser aplicável tanto para motores de ignição por centelha quanto compressão, dois ou quatro tempos, multicilindro, multiválvula, naturalmente aspirado e sobrealimentado, para diferentes métodos de combustão. O código foi implementado na linguagem Python. Após a realização de vários testes, calibração do método e comparação com dados experimentais, foi observada concordância entre os resultados entre a solução numérica e testes experimentais

Rask (2004) considerou as vantagens de se utilizar o software GT POWER para desenvolvimento de novos métodos de calibração de motores, se comparado ao método de testes em dinamômetro e condução do veículo. Guilain (2005) formulou um modelo 1D utilizando o GT-POWER para avaliar a resposta transiente em um motor turboalimentado de ignição por compressão.

Trindade (2010) afirma que para o desenvolvimento do coletor de admissão é necessário verificar as características dos termos de fluxo de entrada e considerando os gases de recirculação (EGR) e como suas diferentes concentrações influenciam no torque e potência. Para tal, ele utilizou as técnicas de CFD 3D para verificar o comportamento dos fluxos do coletor de admissão utilizando o software Ansys Fluent. Os primeiros resultados foram obtidos a partir da simulação 1D utilizando o GT-POWER para verificar a influência dos gases de recirculação no torque e potência do motor de combustão interna estudado.

Devido à alta competitividade do mercado que faz com que os fabricantes de motores tenham que se apressar para lançar novos produtos. Zottin (2010) verificou a economia de tempo e custo para desenvolver um motor Peugeot Citroen PSA 1.4 utilizando como combustível E94. Se comparado com testes experimentais, houve redução de custo de 48% em valor de homem-hora gastos para se realizar a simulação. O gráfico da Figura 2.7 compara os resultados obtidos através da simulação com GT-POWER com dados experimentais.

Figura 2.7 Comparação de potência de dados experimentais e simulação.



Fonte: Adaptado de Zottin 2010

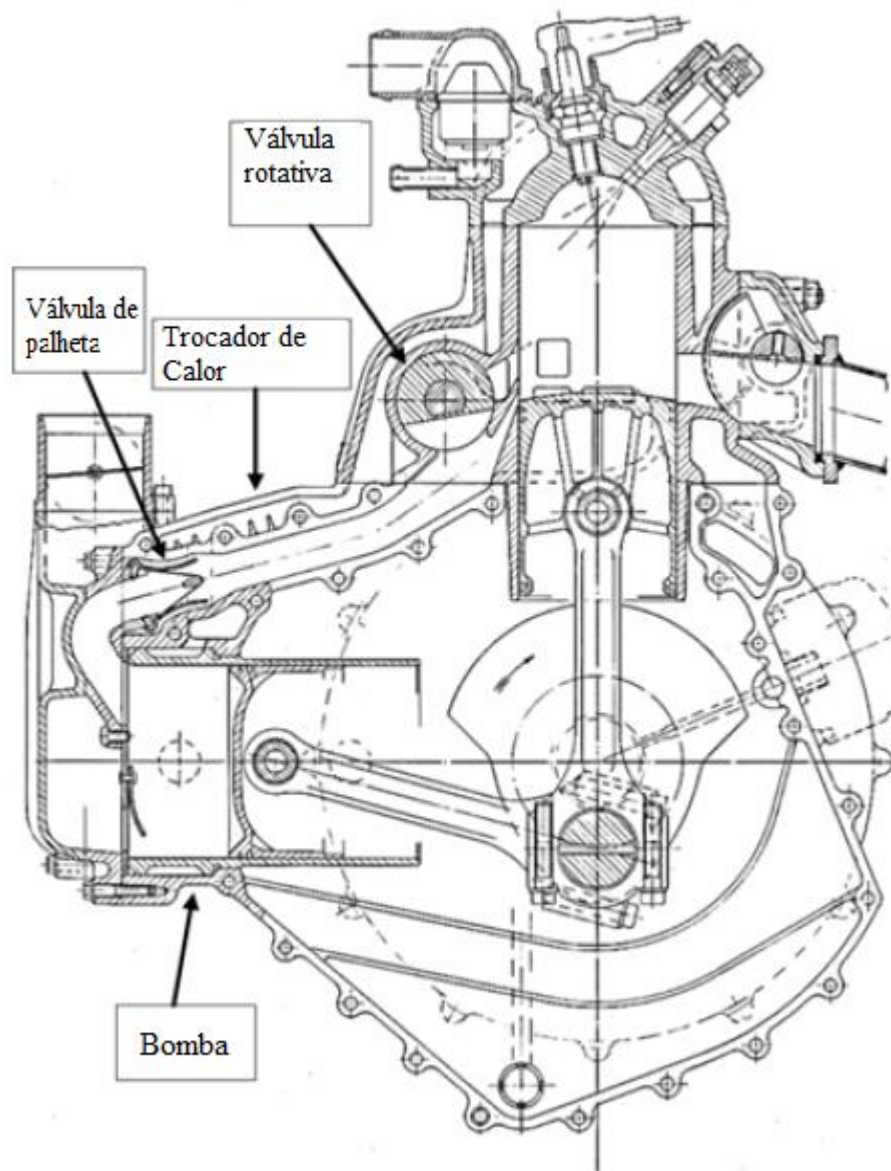
Conforme demonstra a Figura 2.7, para a simulação de potência, pode-se observar que houve boa convergência dos valores, com erro máximo de aproximadamente 6%. Após verificar a convergência dos resultados, foi realizado uma otimização no conjunto mancal/virabrequim para se obter ganho de torque e potência, obtendo até 22% a mais de desempenho. Além da redução de custos, o uso de auxílio computacional gerou um ganho estimado de 5 meses no desenvolvimento das melhorias propostas.

Yang (2012) realizou simulações no GT-POWER de um motor 4 cilindros de 4 tempos 1,6 litros de deslocamento volumétrico e ignição por centelha. As simulações realizadas tiveram como objetivo avaliar a influência da geometria do coletor de admissão no rendimento volumétrico do motor. A validação do modelo proposto por Yang foi realizada com dados experimentais. Com o modelo validado, foi realizado um processo de otimização para o diâmetro e comprimento dos dutos primários. As geometrias obtidas nas simulações numéricas apontaram ganhos de até 7% no rendimento volumétrico do motor.

Segundo Matarelli (2014), o mercado de motores de baixa potência de até 40 kW é bastante promissor ao se utilizar motores dois tempos cuja a injeção de combustível é feita por meio direto na câmara de combustão. O maior problema de utilizar esse tipo de motor é adequá-lo às leis cada vez mais rigorosas que limitam os níveis de emissões de poluentes. Foi

desenvolvido um motor virtual de 35kW a 5600rpm, injeção direta, lubrificação no cárter, onde foi proposto um sistema auxiliar de entrada composto por um pistão operando como bomba e uma válvula rotativa na admissão (CCD do inglês *Control Charge Device*). A vista em corte do modelo pode ser observada na Figura 2.8.

Figura 2.8 Vista em corte do motor analisado.



Fonte: Adaptado de Matarelli, 2014

Foram realizadas análises CFD para verificar a influência dessa válvula e desenvolvido um modelo unidimensional utilizando o GT-POWER para verificar torque e potência. Esse motor foi desenvolvido para ser acoplado a um gerador de energia elétrica para utilização em



veículos elétricos. Resultados promissores são apresentados devido à baixa perda por bombeamento causada pelo ciclo 2 tempos e a capacidade de estratificar a carga na câmara de combustão. Foram apresentadas vantagens de se utilizar motor 2 tempos dotado do sistema proposto, com considerável redução de consumo específico, diminuindo de 240g/kWh para 223 g/kWh.

Cruz (2016) propôs um modelo numérico capaz de simular um motor operando com sistema de ignição por lanças. Baeta (2016) propôs um código numérico para explorar a influência da ignição por lanças em um motor. Moreira (2014) utilizou um modelo de unidimensional no GT-POWER para avaliar a combustão de motor adaptado com pré-câmara. Foi utilizado um modelo de combustão de análises de três pressões (do inglês *triple pressure analysis* - TPA).

Wei (2016) construiu um modelo numérico de um motor naturalmente aspirado, 4 cilindros, refrigerado a água, injeção multiponto e deslocamento volumétrico de 0,97 litros, fabricante Wuling Motors código LJ465Q para configurar o controle eletrônico de injeção de combustível baseado no GT-POWER. Foi utilizado dados de saída do software para calibração do módulo eletrônico de injeção de combustível, reduzindo o número de testes de bancada, encurtando o tempo de desenvolvimento e reduzindo custos.

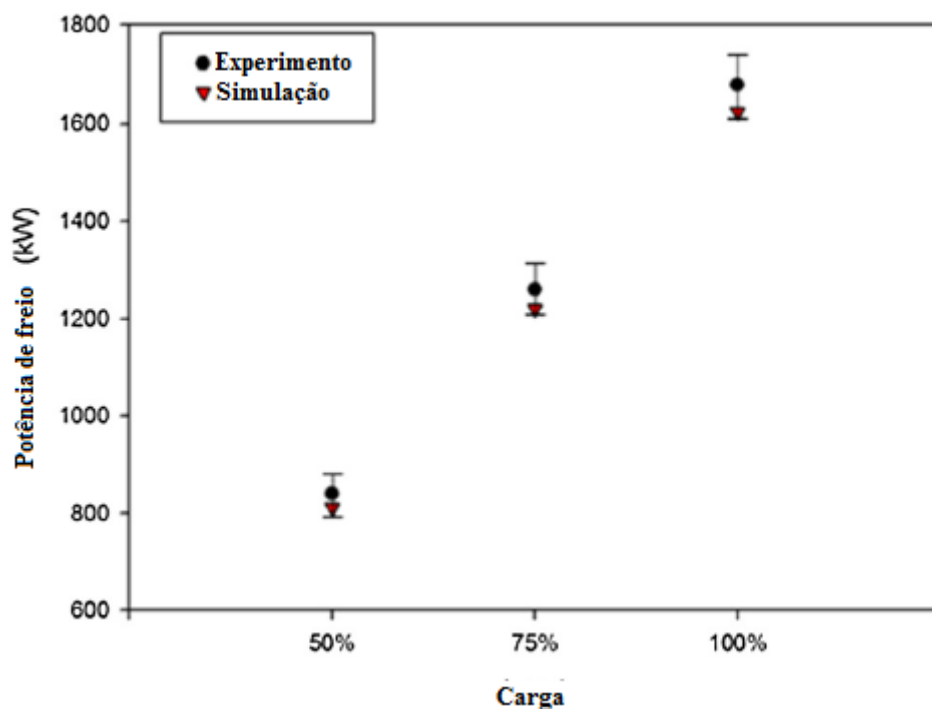
Krishnanunni (2017), estudou um motor de combustão interna monocilindro utilizando hidrogênio como combustível. Foi utilizado auxílio numérico para otimizar o motor de modo a diminuir o índice de emissão de NO<sub>x</sub> satisfatoriamente. Foi efetuado ajustes no avanço da ignição, tempo de injeção de combustível e taxa da mistura, de modo a obter maior torque e potência. Um modelo unidimensional foi criado utilizando modelo preditivo para cálculo de torque, potência, eficiência térmica e emissões de NO<sub>x</sub>. Foi necessário alterar o coeficiente multiplicador de ajuste de transferência de calor na função que define a transferência de calor do cilindro no GT-POWER para 2,2, de modo a obter a calibração correta do modelo, devido a maior velocidade de queima do H<sub>2</sub>, que resulta em maiores perdas por refrigeração em um motor com essa característica. Como resultado dos testes e simulações realizadas, pode-se observar que para operação em 3600rpm, é gerado 4,8kW, com índices de emissão de NO<sub>x</sub> menores que 200ppm e eficiência térmica na ordem de 26%.

Jung (2017) realizou uma investigação com o uso de simulação numérica para verificar os efeitos do tempo de fechamento de válvulas de admissão (IVC –do inglês *inlet valve close*) na performance de um motor de combustão interna 8 cilindros, razão de compressão 13,3:1,

turboalimentado, 19,7 litros de deslocamento volumétrico por cilindro, bicomcombustível operando com gás natural comprimido (GNC) e diesel. A opção pela utilização do GNC se deu como meio de reduzir as emissões de poluentes de um motor originalmente diesel mantendo próximo ao original a eficiência térmica e pelo fato da utilização do motor ser estacionário a 720rpm para geração de energia elétrica. Foi desenvolvido um modelo 1D para investigar a relação do tempo de fechamento de válvulas com razão de mistura ar/combustível, que influencia diretamente os fundamentos da combustão de motores bicomcombustível operando com GNC. Ao acrescentar o gás, a potência máxima diminuiu devido à baixa eficiência de combustão, assim como as emissões de  $\text{NO}_x$ , devido a menor temperatura na câmara de combustão.

Para cada percentual de acréscimo de GNC na mistura de formação, uma variação no tempo de fechamento de válvula de admissão pode aumentar a eficiência de combustão e alterar as emissões de  $\text{NO}_x$ , devido a alteração da relação da mistura ar / combustível. Para otimizar o IVC, foram definidos os pesos das variáveis e foi executada a otimização pelo método de Pareto. Foi escolhido para construção do modelo um motor em que dados experimentais já tinham sido obtidos, e após calibração, erros inferiores a 4% foram obtidos, que pode ser visto na Figura 2.9.

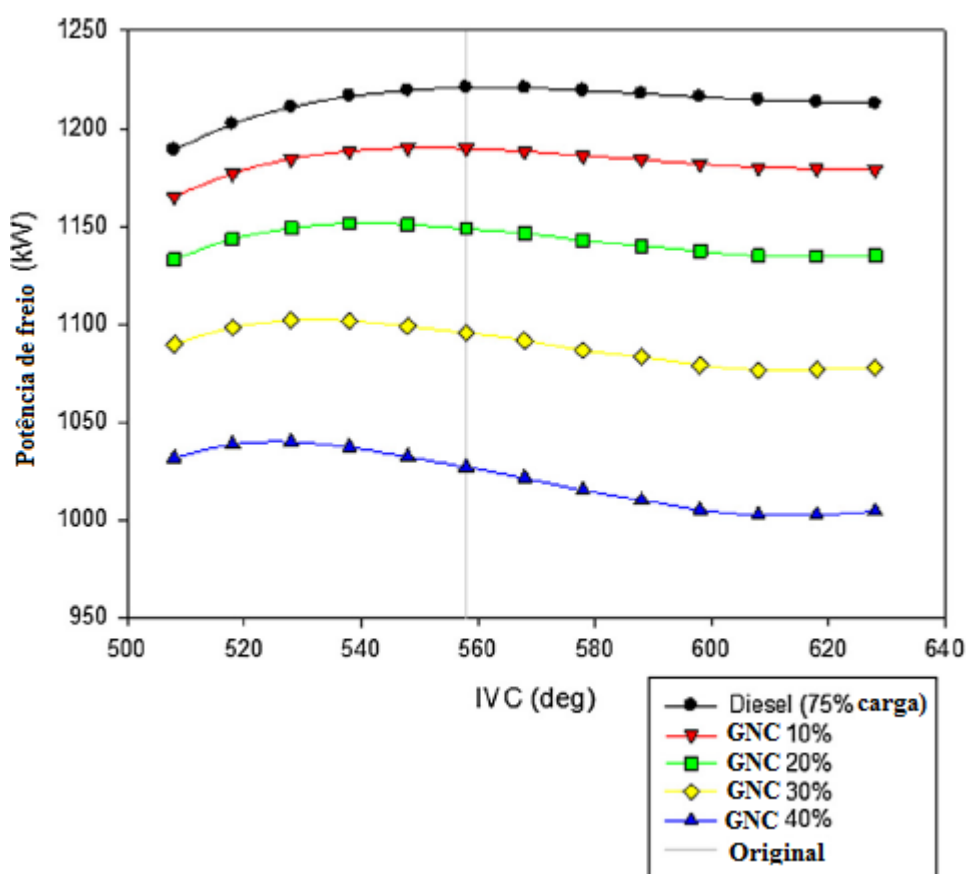
Figura 2.9 - Comparação entre dados experimentais e simulação utilizando GT-POWER.



Fonte: Adaptado de Jung, 2017

O tempo de variação do IVC influencia os parâmetros de desempenho e emissões do motor. Após a execução da otimização do IVC, houve ganhos em 1,1%, 2,9% e 2,8% em potência, diminuição de 31,1%, 22,2% e 20,3% de emissões específicas de NO<sub>x</sub> para 50%, 75% e 100% da carga respectivamente, somente ajustando o IVC e o início de injeção de diesel (SOI), que pode ser observado pela Figura 2.10.

Figura 2.10 Comparação da potência para diferentes misturas de gás natural (GNC) e variação no IVC.

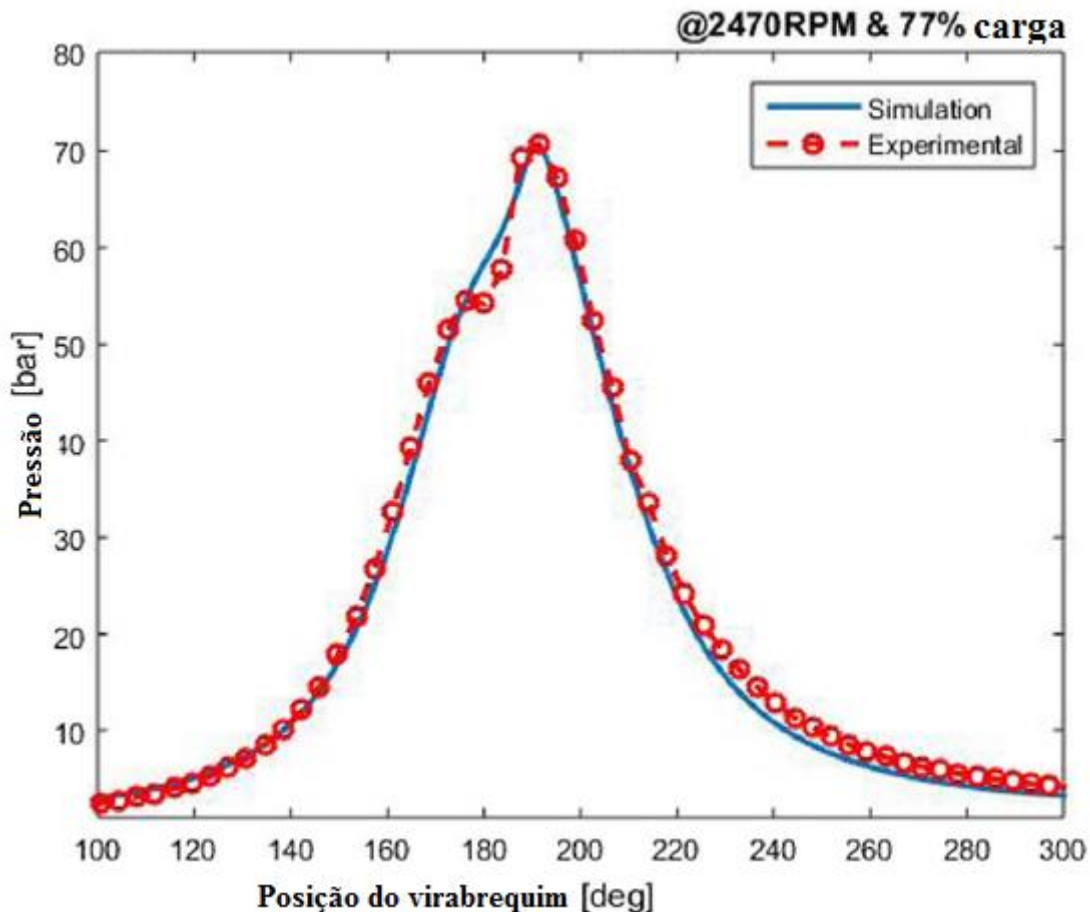


Fonte: Adaptado de Jung, 2017

Ngang (2018) criou um modelo numérico para analisar o desempenho e emissões de um motor 1,9 litro de deslocamento, ignição por compressão, operando com diesel e gás natural liquefeito (GNL) como combustível secundário em diferentes proporções. Para validar o modelo, ele comparou dados do motor simulado com dados obtidos experimentalmente. Ao acrescentar frações mássica de até 20% de GNL, ocorreram melhorias em desempenho, eficiência térmica, potência e torque e redução de emissões de NO<sub>x</sub> e HC. Para efetuar o estudo, o modelo matemático foi calibrado de acordo com dados experimentais para as condições de operação escolhidas. Após calibração do modelo, a curva de pressão no interior do cilindro em

função da posição angular do virabrequim obtida numericamente é comparada com a experimental, Figura 2.11. Para todos os casos de operação, foram obtidos resultados convergentes com erros inferiores a 2%.

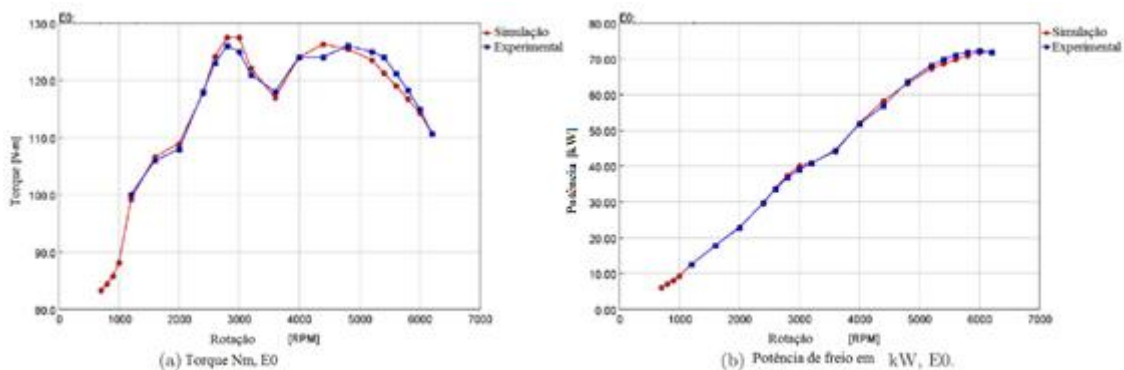
Figura 2.11 Pressão durante a combustão no interior do cilindro.



Fonte: Adaptado de Ngang, 2018

Trindade (2018) utilizou o GT-POWER para estudar um motor de combustão interna operando com misturas de n-butanol. Como não existem muitos trabalhos que retratam a utilização desse combustível, um grande desafio foi construir um motor virtual e ajustá-lo de acordo com os resultados dos testes. Foi desenvolvido um motor 1.4 litro de deslocamento operando com combustível E0 e E94 para fins de validação do modelo com resultados obtidos experimentalmente, utilizando a função não preditiva *SI-Wiebe* para servir de base para simulação com n-butanol. Após ajustes nas propriedades do combustível, foi concluído a simulação com êxito utilizando a função preditiva *SI-Turbulent Flame*, em que são apresentados resultados com erros inferiores a 8% através da Figura 2.12:

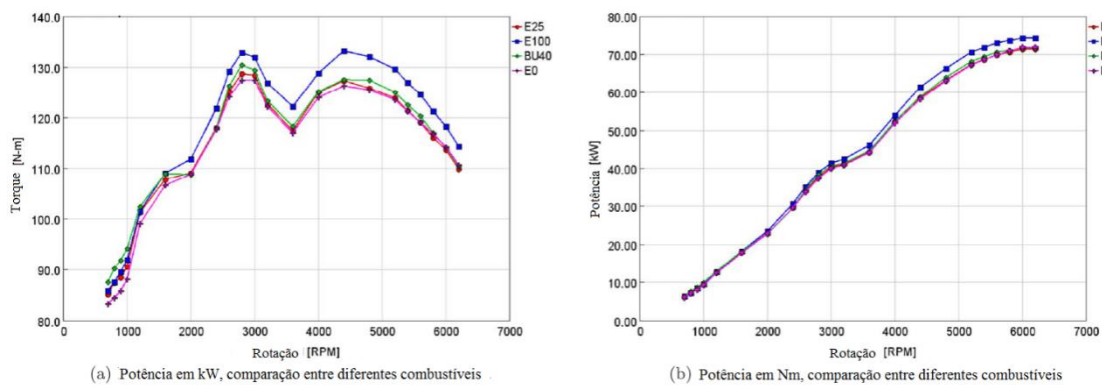
Figura 2.12 Convergência dos dados experimentais e simulação para E0.



Fonte: Adaptado de Trindade, 2018

Foram realizadas simulações com diversas misturas, e os resultados podem ser observados na Figura 2.13:

Figura 2.13 Torque e Potência para diferentes misturas e combustíveis



Fonte: Adaptado de Trindade, 2018

Mais informações podem ser verificadas no trabalho de Trindade (2018), porém pode-se verificar que o n-butanol se apresentou como um combustível renovável capaz de substituir ou formar misturas junto a gasolina, apresentando melhores propriedades do que a mistura etanol-gasolina em termos de desempenho e emissões.

## **2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS**

A revisão bibliográfica mostrou que a simulação numérica 1D tem sido amplamente utilizada devido economia de tempo e redução de custos se comparado a realização de testes experimentais. Modelos numéricos têm apresentado ótimos resultados, sendo que na maioria dos trabalhos pesquisados os erros foram inferiores a 8%, demonstrando confiabilidade do método. A análise dos trabalhos mostrou a importância da calibração do modelo numérico com dados experimentais. Após a realização da calibração do modelo é possível simular o desempenho do motor para outras condições de operação, a utilização de outros combustíveis e realizar a otimização de processos propondo alteração da geometria de componentes e parâmetros operacionais. Por estas razões o emprego da simulação numérica no desenvolvimento de motores de combustão interna tem se tornado uma ferramenta indispensável, por reduzir tempo e custo.

# CAPÍTULO 3

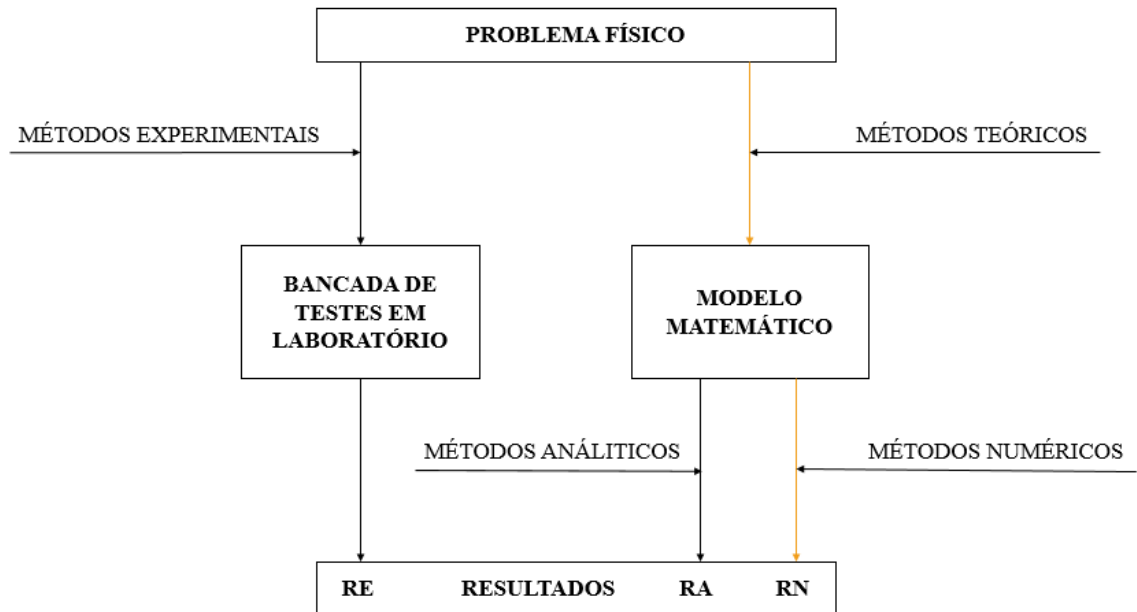
## Metodologia

### 3.1 INTRODUÇÃO

É apresentado neste capítulo motivos da escolha do motor, definição das condições de operação para simulação, metodologia para calibração do modelo e considerações sobre o uso do GT-POWER. Os passos necessários para construção do modelo no ambiente numérico podem ser vistos no Apêndice I.

Este capítulo é dividido em duas partes. Na primeira parte são apresentados os parâmetros introduzidos no GT-POWER onde é realizada uma breve explicação do modelo escolhido. Para resolução de um problema físico existe dois caminhos a serem seguidos: testes experimentais e modelos matemáticos. Os modelos matemáticos podem possuir solução analítica ou solução numérica. Foi escolhido o caminho da solução numérica com a utilização do GT-POWER e para isso é necessária uma segunda parte neste capítulo responsável por apresentar os métodos teóricos para resolução de um problema físico, as quais são as equações que determinam matematicamente o modelo. A Figura 3.1 exemplifica o caminho escolhido para modelagem do MCI proposto.

Figura 3.1 Processo para resolução de um problema físico



Fonte: Adaptado de Maliska (1995)

## 3.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE ENTRADA NO GT-POWER

Neste capítulo são apresentados parâmetros de entrada definidos para implementação no GT-POWER.

### 3.2.1 Motor a ser Modelado

O motor escolhido para elaboração de um modelo 1D no software GT-POWER foi o Ford Sigma 1.6 16V de quatro tempos e quatro cilindros em linha, representado pela Figura 3.2. A escolha desse motor decorreu da disponibilidade de dados experimentais obtidos em ensaio dinamométrico. Encontram-se disponíveis, para calibração do modelo e definição das condições de contorno, os dados de desempenho, emissões de gases e combustão para toda faixa de carga e rotação do motor. O desempenho do motor encontra-se caracterizado quanto ao torque (N.m), potência (kW), consumo específico de combustível (BSFC), (g/kWh) e rendimento volumétrico. A curva de pressão no interior do cilindro em função da posição do virabrequim foi medida e a partir da mesma, através de um modelo zero-dimensional os principais parâmetros de combustão foram calculados. Um analisador de gás OBS 2000 foi



utilizado para medir na base volumétrica os gases emitidos pelo motor, sendo estes depois convertidos para emissões específicas.

O Quadro 3.1 mostra as especificações técnicas do motor escolhido.

Quadro 3.1 Características do motor Ford Sigma 1.6 16v.

Volume deslocado	1596 cm <sup>3</sup>
Curso	81.4 mm
Diâmetro do pistão	79.0 mm
Comprimento da biela	137 mm
Razão de Compressão	11.0:1
Número de cilindros	4
Comando de válvulas	2 – DOHC VVT
Abertura válvula exaustão	41° BBDC
Fechamento válvula de exaustão	19° BTDC
Abertura válvula de admissão	22° BTDC
Fechamento válvula de admissão	61° ABDC
Levantamento válvula de admissão	7,55mm
Levantamento válvula de exaustão	6,35mm
Diâmetro válvula de admissão	30,1mm
Diâmetro válvula de exaustão	24,1mm

Fonte: Manual Ford

As condições ambientais, pressão, temperatura e umidade relativa do ar, também foram medidas durante a realização dos ensaios.

Figura 3.2 Motor Ford Sigma 1.6 16V montado na bancada dinamométrica.

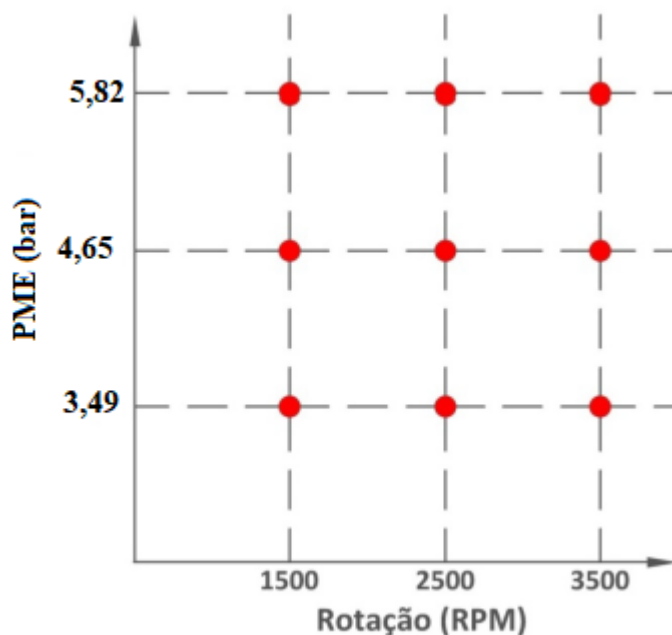


Fonte: Próprio autor

### 3.2.2 Condição de Operação do Motor

O principal objetivo deste trabalho foi quantificar as divergências de desempenho e emissões de uma simulação numérica de um modelo unidimensional utilizando o GT-POWER e testes experimentais operando com mistura homogênea e estequiométrica. Desta forma foram escolhidos pontos para realização da simulação onde já existiam testes realizados para possibilitar a comparação. As simulações referentes as emissões de gases foram realizadas para as cargas de operação referentes a uma pressão média efetiva de 3,49, 4,65 e 5,82 bar no eixo e para as rotações de 1500, 2500 e 3500 rpm totalizando 9 pontos, ilustrados na Figura 3.3. Para as simulações de desempenho foi escolhida a condição de plena carga (WOT) para faixa de rotação de 1000 a 6000 rpm, com incrementos de 500 rpm totalizando 10 pontos.

Figura 3.3 Pontos operacionais para análise de emissões.



Fonte: Adaptado de Rodrigues Filho (2014)

As condições ambientais registradas durante o teste experimental podem ser vistas no Quadro 3.2

Quadro 3.2 Condições ambientais durante a realização dos testes experimentais

Parâmetro	Valor mensurado	Unidade
Temperatura	27	°C
Pressão	0,92	Bar

Fonte: Adaptado de Rodrigues Filho (2014)

### 3.2.3 Modelo de Atrito

O modelo de atrito definido é baseado no modelo de atrito proposto por Chen-Flyn, que define as condições de atrito das partes móveis de acordo com a pressão no interior do cilindro. Através da função *EngFrictionCF*. O cálculo é realizado conforme Equação 3.1

$$FMEP = FMEP_{const} + A \cdot P_{Cyl,max} + B \cdot C_{p,m} + C \cdot C_{p,m}^2 \quad (3.1)$$

Onde:

*FMEP*: Pressão média efetiva de fricção, do inglês *friction mean effective pressure*

*FMEP<sub>const</sub>*: termo de pressão constante, valores recomendados [ 0,3 – 0,5bar]

*A*: Fator de pressão de pico, valores recomendados [0,004 – 0,006 adimensional]

*B*: Fator de velocidade média, valores recomendados [0,08 – 0,010 bar/(m/s)]

*C*: Fator de velocidade média ao quadrado, valores recomendados [0,0006 – 0,0012 bar/(m/s)<sup>2</sup>]

*C<sub>p,m</sub>*: Velocidade média do cilindro [m/s]

*P<sub>Cyl,max</sub>*: Pressão máxima do cilindro, do inglês *maximum Cylinder Pressure* [bar]

O termo A influencia no atrito de maneira independente da carga no cilindro, devido ao atrito no perímetro e as condições de contorno existentes da camisa com o pistão. O termo B atua no atrito proporcional a velocidade média do pistão, representando a fricção hidrodinâmica. O termo C age proporcional ao quadrado da velocidade média do pistão, representando as forças turbulentas de dissipação. Heywood (1988) apresenta uma alternativa a Equação 3.1 para motores SI, onde a FMEP é calculada para a condição de WOT para motores de 845cm<sup>3</sup> à 2.000cm<sup>3</sup> de deslocamento volumétrico levando-se em conta somente a rotação N [RPM], dada pela Equação 3.2.

$$FMEP = 0,97 + 0,15 \left( \frac{N}{1000} \right) + 0,005 \left( \frac{N}{1000} \right)^2 \quad (3.2)$$

Apesar de não considerar diretamente a carga, a Equação 3.2 também leva em consideração o atrito constante, independente da rotação, o atrito hidrodinâmico proporcional a velocidade média do pistão e a dissipação turbulenta proporcional ao quadrado da velocidade média do pistão.

### 3.2.4 Modelo de Combustão

O modelo da combustão é realizado pela função *SI-Wiebe*. A partir de dados calculados da curva de pressão no cilindro medida experimentalmente em função da posição do virabrequim, valores do MBF 50 e MBF 10-90 foram carregados como condição de contorno na função de combustão. O Quadro 3.3 mostra os valores de MBF 50 e MBF10-90 calculados a partir da curva de pressão no cilindro medida experimentalmente para cada condição de operação do motor a ser simulada.

Quadro 3.3 Valores de MBF 50 e MBF10-90 para condição de WOT.

RPM	MBF(90-10)% [°]	MBF50% [°]
<b>6000</b>	29	14
<b>5500</b>	26	13
<b>5000</b>	24	13
<b>4500</b>	22	10
<b>4000</b>	21	11
<b>3500</b>	22	14
<b>3000</b>	22	12
<b>2500</b>	22	13
<b>2000</b>	20	14
<b>1500</b>	18	15

Fonte: Adaptado de Rodrigues Filho (2014)

### 3.2.5 Modelo de Transferência de Calor

A temperatura na parede do cilindro constitui outra condição de contorno a ser fornecida, podendo esta ser calculada ou imposta. Como a definição das condições de contorno e

instrumentação dessas superfícies são muito difíceis de se obter e não estavam disponíveis, foi utilizado os parâmetros sugeridos no GT-POWER, onde as temperaturas foram impostas, sendo para cabeçote 550K, pistão 590K, e camisas do cilindro 450K.

A função *WoschiniGT* é usada como modelo do processo de transferência de calor para as paredes, uma simplificação do modelo proposto por Woschini onde os efeitos do swirl (vórtices) são desconsiderados. A diferença mais importante ocorre no tratamento dos coeficientes de transferência de calor durante o período em que as válvulas estão abertas, onde a transferência de calor é aumentada devido a influência do escoamento não é considerada no modelo. Neste modelo, o coeficiente de transferência de calor quando a velocidade do pistão for zero diminui para zero, um recurso que deve ser utilizado é atribuir um coeficiente mínimo de transferência de calor quando o cilindro está em PMS ou PMI atribuindo uma velocidade laminar para que haja transferência de calor no modelo matemático ( $Nu = 3,66$ ) GTISE HELP (2016). Heywood (1988) apresenta o método de correlação espacial para obtenção de coeficientes médios instantâneos, Equação 3.2.

$$Q = h_c A (T_g - T_w) \quad (3.2)$$

onde:

$Q$ : Calor transferido [W]

$h_c$ : Coeficiente médio de transferência de calor [W/m<sup>2</sup>.K]

$A$ : área da superfície da câmara de combustão exposta a mistura [m<sup>2</sup>]

$T_g$ : Temperatura dos gases no interior do cilindro ([K]

$T_w$ : Temperatura da parede [K]

A Equação 3.3 descreve a área da superfície do cilindro em função da posição angular do virabrequim.

$$A = \frac{\pi}{2} B^2 + \pi B \frac{S}{2} [R + 1 - \cos \theta + (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}}] \quad (3.3)$$

onde:

$B$ : Diâmetro do cilindro [m]

$S$ : Deslocamento total do cilindro, do PMS ao PMI [m]

$\theta$ : deslocamento angular do virabrequim [m]

A letra R representa o raio do virabrequim, e pode ser obtido pela relação da Equação 3.4.

$$R = \frac{L}{2.S} \quad (3.4)$$

onde:

$L$  é o entre furos da biela [m]

A Equação 3.5 apresenta a função da temperatura  $T_g$ :

$$\bar{T}_g = \left( \frac{r-1}{rV_d} \right) \frac{PVM}{\rho \tilde{R}} \quad (3.5)$$

onde:

$r$ : razão de compressão, adimensional

$V_d$ : volume deslocado [m<sup>3</sup>]

$P$ : pressão da mistura [Pa]

$V$ : Volume da mistura [m<sup>3</sup>]

$M$ : Massa molar da mistura [kg/mol]

$\rho$ : densidade da mistura [kg/m<sup>3</sup>]

$\tilde{R}$ : Constante universal dos gases 8,314 [J/mol.K]

A correlação proposta por Woschini é descrita na Equação 3.6:

$$Nu = \left( \frac{h_c B}{k} \right) = a \left( \frac{\rho \bar{S}_p B}{\mu} \right)^b \quad (3.6)$$

onde:

$k$ : Condutividade térmica da mistura [W/m.K]

$S_p$ : Velocidade média do pistão [m/s]

$\mu$ : Viscosidade dinâmica da mistura [kg/m.s]

$a$ : coeficiente que varia de acordo com a carga e geometria do motor, para combustão normal, valores típicos são 0,35 – 0,8

$b$ : 0,7

O cálculo do coeficiente convectivo médio de transferência de calor por convecção para a posição angular pode ser determinado em Equação 3.7.

$$h_c = 3,26B^{-0,2}P^{0,8}T^{0,55}w^{0,8} \quad (3.7)$$

Para utilização do modelo proposto por Woschini, é necessário calcular o termo velocidade, Equação 3.8

$$w = \left[ C_1 \overline{S_p} + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right] \quad (3.8)$$

onde:

$C_1$ : Para exaustão atribui-se o valor 6,18; para compressão 2,28; durante a combustão e expansão 2,28. HEYWOOD (1988)

$C_2$ : Para exaustão atribui-se o valor 0; para compressão 0; durante a combustão e expansão  $3,24 \times 10^{-3}$ . HEYWOOD (1988)

$T_r$ : Temperatura do fluido operante [K]

$P_r$ : Pressão do fluido operante [Pa]

$V_r$ : Volume do fluido operante [m<sup>3</sup>]

$P_m$ : Pressão do cilindro sem a combustão [Pa]

$P$ : Pressão do cilindro [Pa]

Considerando a injeção indireta de combustível, a distribuição de carga é homogênea e a pressão no interior do cilindro é constante para todos os pontos em um instante de tempo  $t$ .

### 3.2.6 Obtenção de dados Geométricos dos Condutos

O coletor de admissão do motor Ford Sigma 1.6 16V pode ser visto na Figura 3.4. Nesta figura são identificados o tubo primário e o plenum.

Figura 3.4 Coletor de Admissão.



Fonte: Próprio autor

O modelo real de referência foi ensaiado sem o filtro de admissão, as dimensões dos coletores de admissão e escapamento foram obtidas e estão publicadas no Quadro 3.4. A geometria dos pórticos de admissão e escape foram obtidas a partir de um modelo de silicone, segundo metodologia proposta por Lima (2018). O resultado de seu trabalho pode ser visto na Figura 3.5.

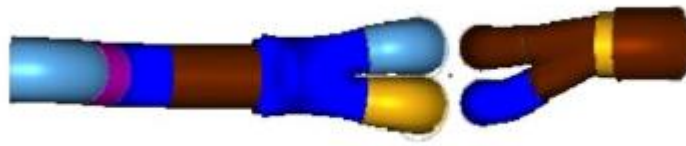
Quadro 3.4 Dimensões dos condutos.

Conduto	Diâmetro	Comprimento	Material
Tubo de Admissão	69mm	210mm	Plástico
Coletor de Admissão – pleno	90mm	365mm	Plástico
Coletor de Admissão – primário	40mm	230mm	Plástico
Coletor de escape – primário	40mm	200mm	Aço
Duto de descarga	42mm	3800mm	Aço

Fonte: Próprio autor



Figura 3.5 Geometria dos pórticos

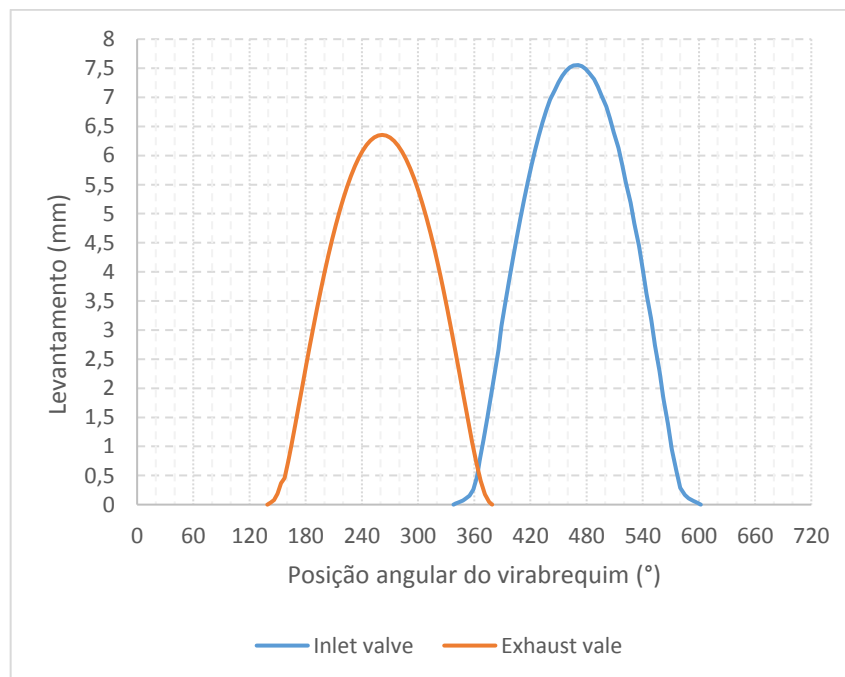


Fonte: Lima 2018

### 3.2.7 Obtenção do Diagrama de Válvulas

O diâmetro das válvulas de admissão informado pelo fabricante é de 30,1mm e das válvulas de exaustão 24,1mm. Utilizando um relógio comparador foi obtida a curva de levantamento das válvulas de admissão e escape em função da posição angular do motor, cujo zero corresponde ao PMS de compressão do cilindro 1. É importante ressaltar que o relógio comparador mede a abertura efetiva da válvula, desta maneira as folgas de regulação não interferiram no resultado obtido. A Figura 3.6 representa a curva obtida para implementação no GT-POWER.

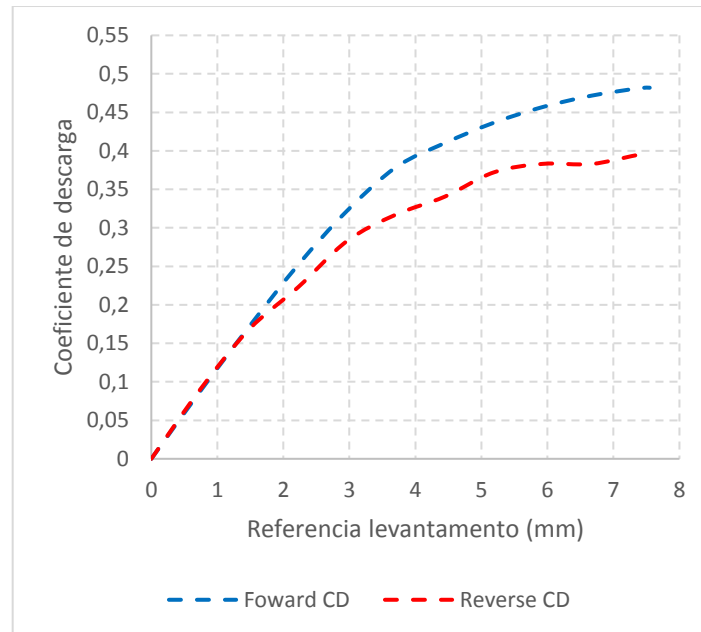
Figura 3.6 Curva de levantamento de válvulas.



Fonte: Próprio autor

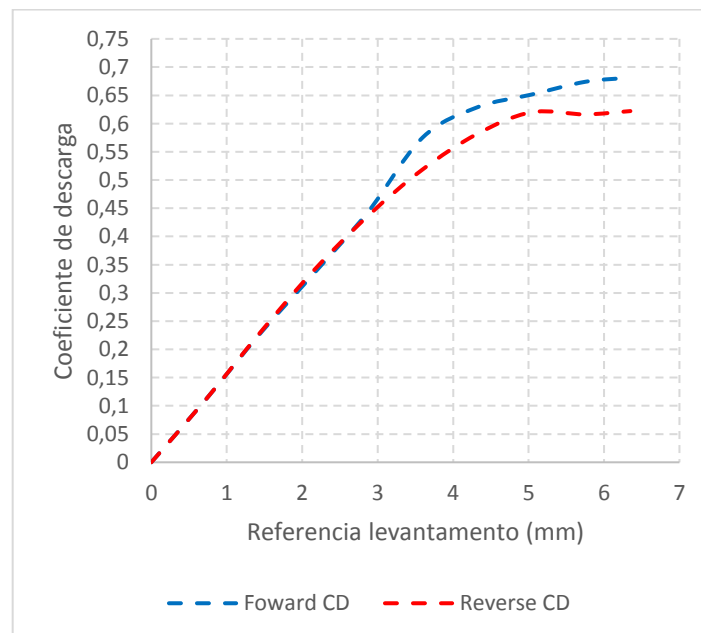
A Figura 3.7 apresenta os coeficientes de descarga das válvulas de admissão e exaustão Figura 3.8 em função do levantamento das mesmas obtido através da metodologia numérica proposta por Lima (2018) para o motor Ford Sigma 1.6 16V.

Figura 3.7 Coeficiente de descarga das válvulas de admissão.



Fonte: Adaptado de Lima (2018)

Figura 3.8 Coeficiente de descarga das válvulas de exaustão.



Fonte: Adaptado de Lima (2018)

### 3.3 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo são apresentadas as equações de governo que regem o sistema e o método matemático utilizado pelo GT-POWER para solucioná-lo.

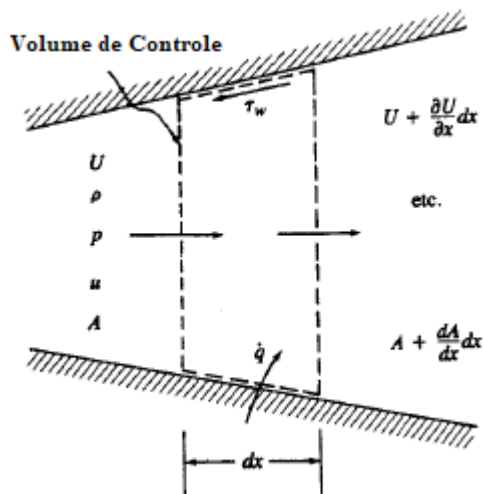
#### 3.3.1 Métodos Teóricos

O software possui um ambiente específico para modelagem de motores de combustão interna, em que a programação é realizada por blocos. Os condutos de admissão e escape são descritos de maneira unidimensional e são regidos matematicamente pelas equações de transporte e quantidade de movimento e continuidade.

##### 3.3.1.1 Modelagem dos escoamentos

O volume de controle para a análise unidimensional do escoamento do fluido na direção X é esquematizado na Figura 3.9.

Figura 3.9 Volume de Controle para análise unidimensional



Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

O GT-POWER utiliza um código numérico unidimensional para resolver equações de escoamento interno do fluido operante baseados na lei da continuidade (Equação 3.9), quantidade de movimento (Equação 3.10) e energia (Equação 3.11) apresentadas a seguir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\rho U}{A} \frac{\partial A}{\partial x} = 0 \quad (3.9)$$

$$-A \frac{\partial p}{\partial x} dx - \xi \frac{\rho U^2}{2} \pi D dx = \frac{\partial}{\partial t}(\rho U A dx) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U^2 A) dx \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ (\rho A dx) \left( u + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\rho U A) \left( u + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right) \right] dx - \dot{q} \rho A dx = 0 \quad (3.11)$$

onde:

$\rho$ : Massa específica instantânea [kg/m<sup>3</sup>]

$U$ : Velocidade do fluido [m/s]

$u$ : Energia interna específica [J/kg]

$P$ : Pressão [Pa]

$A$ : Área [m<sup>2</sup>]

$D$ : Diâmetro Equivalente [m], onde é calculado pela Equação 3.12

$$D = \left( \frac{4A}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.12)$$

$\xi$ : Coeficiente de Fricção, dado por Equação 3.13

$$\xi = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (3.13)$$

As equações anteriores apresentadas na forma diferencial são adaptadas e simplificadas para implementação no GT-POWER. A equação da continuidade 3.9 descreve a taxa de variação de massa dentro do volume de controle, medido em sua fronteira, podendo ser reescrita na forma da Equação 3.14:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.14)$$

A equação da conservação da energia 3.11 pode ser entendida como a variação da energia sendo igual ao somatório das quantidades de energia associados ao fluxo através de sua fronteira

acrescidos do termo de transferência de calor por convecção no cilindro, que pode ser observado na Equação 3.15 da Primeira Lei da Termodinâmica e Equação 3.16:

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{DW}{Dt} + \frac{DQ}{Dt} \quad (3.15)$$

$$\frac{d(m.e)}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \sum_e \dot{m}_e H_e - \sum_s \dot{m}_s H_s - h_c A_{sup} (T_f - T_p) \quad (3.16)$$

onde  $e$  a energia total específica,  $H_e$  e  $H_s$  as entalpias associadas ao escoamento de fluxo [kJ/kg] do VC e  $A_{sup}$  a área da superfície do VC [m<sup>2</sup>].

Lanzanova (2013) explica que a quantidade de movimento Eq. 3.10 pode ser definida como o somatório das forças de pressão somada a força de cisalhamento causada pela parede agindo sobre a superfícies do VC sendo igual a taxa de mudança do momento dentro do VC mais o fluxo líquido associado a SC, sendo descrito pela Equação 3.17:

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_e \dot{m}_e U_e - \sum_s \dot{m}_s U_s - 4C_f \frac{\rho U^2 dx A}{2D} - C_{press} \left( \frac{\rho U^2}{A} \right) A}{dx} \quad (3.17)$$

onde os termos podem ser descritos como Equações 3.18 e 3.19

$$H = e + \left( \frac{p}{\rho} \right) \quad (3.18)$$

$$C_{press} = \frac{p_e - p_s}{\frac{1}{2} \rho u_e^2} \quad (3.19)$$

O termo  $C_{press}$  é responsável por modelar as perdas de pressão devido aos efeitos tridimensionais do escoamento, como alterações na geometria e escoamentos secundários. A metodologia para cálculo do  $C_{press}$  é apresentado por Miller (1990).

O termo de coeficiente de atrito  $C_f$  para tubos lisos é calculado de acordo com o regime de escoamento e é dado por Equação 3.20 e 3.21:

$$C_f = \frac{16}{Re_D}, \text{ laminar } Re_D < 2000 \quad (3.20)$$

$$C_f = \frac{0,08}{Re_D^{0,025}}, \text{ turbulento } Re_D > 4000 \quad (3.21)$$

onde  $Re_D$  é o número de Reynolds para escoamento interno.

### 3.3.1.2 Modelagem matemática do cilindro

Lanzanova (2013) explica que o cilindro é modelado utilizando a 1ª lei da Termodinâmica, quando as válvulas estão fechadas durante a combustão, o volume no interior

do cilindro é considerado como sistema fechado. Quando o mesmo está em processo de admissão ou exaustão, é considerado como um sistema aberto. Considerando as quatro fases ocorridas para completar um ciclo, a primeira lei da termodinâmica para o cilindro pode ser descrita pela conservação da energia Equação 3.22e conservação da massa Equação 3.23 para sistema aberto:

$$\frac{d(m_c e)}{dt} = -P \frac{dV}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i - \sum \frac{dm_e}{dt} h_e - f q_{ev} \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.22)$$

$$\frac{dm_c}{dt} = \sum \frac{dm_i}{dt} - \sum \frac{dm_e}{dt} \quad (3.23)$$

onde:

$Q_w$ : Calor perdido para as paredes [W]

$m_c$ : Massa de carga dentro do cilindro [kg]

$m_{ev}$ : Massa de combustível evaporada [kg]

$f$ : Fração do calor latente de evaporação transferido pela carga do cilindro

$q_{ev}$ : Calor latente de evaporação [J/kg]

$h$ : Entalpia [J/kg]

$i$ : Refere-se à admissão [do inglês *inlet*]

$e$ : Refere-se à exaustão [do inglês *exhaust*]

# **CAPÍTULO 4**

## **Procedimento Numérico**

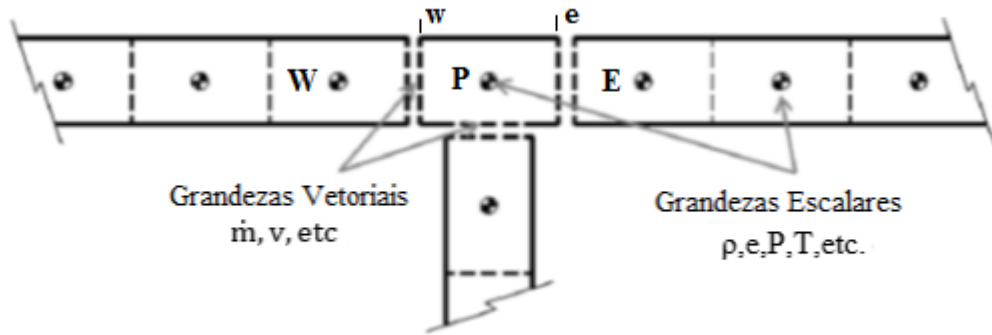
### **4.1 INTRODUÇÃO**

O método para solução de um problema físico tem como requisito a obtenção de um modelo matemático correspondente. Neste capítulo é apresentado o procedimento numérico utilizado pelo software GT-POWER para simular numericamente o modelo matemático apresentado neste trabalho.

### **4.2 MODELAGEM DOS VOLUMES FINITOS**

As grandezas escalares são consideradas contínuas em todo o subdomínio analisado, e as variáveis vetoriais são calculadas para cada fronteira do domínio analisado. Essa discretização é realizada executando-se um escalonamento do conduto analisado. A Figura 4.1 exemplifica a malha analisada.

Figura 4.1 Esquema de malha demonstrando que as grandezas escalares são consideradas uniforme em cada domínio e as grandezas vetoriais calculadas nas fronteiras.



Fonte: Adaptado de GT-POWER FlowSimulation (2016)

A modelagem por volumes finitos é utilizada de forma a se obter soluções das equações de conservação de massa e energia através da discretização do volume de controle em escala espacial e temporal. Segundo Patankar (1980), as variáveis de interesse seguem o princípio da continuidade onde são regidas as leis de conservação das espécies químicas, energia, momentum, equações de turbulência e energia cinética. Conhecendo as propriedades do escoamento e a velocidade “u”, a equação de governo na forma diferencial poder ser escrita para modelos unidimensionais em como Equação 4.1:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (4.1)$$

onde  $\Gamma_\phi$  representa o coeficiente de difusão e  $S_\phi$  o termo fonte para a variável de interesse  $\phi$ . O cálculo é realizado para uma unidade escalar com base nas equações de conservação a partir dos valores do período anterior. Isso produz a variável primárias e permite que um novo valor seja calculado a partir da integração dessa derivada em relação ao tempo e a direção unidimensional analisada.

Esta relação entre o domínio adjacente ao analisado tornam o método de volumes finitos mais fácil de ser entendido. Desta maneira a conservação de uma variável de fluxo, uma velocidade ou entalpia, dentro de um VC finito é mantida em todos os domínios analisados, podendo aumentar ou diminuir seu valor. Malalasekera (2007) faz uma relação entre a variável de interesse  $\phi$  e os fenômenos que ocorrem no volume de controle (VC), que pode ser visto em Figura 4.2.



Figura 4.2 Conservação de um variável em uma análise numérica de um Volume de Controle

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Taxa de mudança de} \\ \phi \text{ no VC em relação} \\ \text{ao tempo} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{taxa líquida de aumento} \\ \text{de } \phi \text{ devido a convecção} \\ \text{para o VC} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{taxa líquida de aumento} \\ \text{de } \phi \text{ devido a difusão} \\ \text{para o VC} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{c} \text{taxa de criação de} \\ \phi \text{ dentro do VC} \end{array} \right]$$

Fonte: Adaptado de Malalasekera (2007)

Existem técnicas de discretização para tratamento das equações de conservação para que fiquem aplicáveis a Equação 4.1. O termo convectivo é relacionado a mudanças devido ao escoamento e o termo difusivo com a variação de  $\phi$  ponto a ponto. Malalasekera (2007) propõe a reescrita dessas equações para um sistema unidimensional em equações que descrevem os fenômenos de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

O método dos volumes finitos consiste em realizar a integração da Equação 4.1 da propriedade  $\phi$  em relação ao tempo e a posição, conforme mostrado a seguir na Equação 4.2.

$$\int_0^t \int_w^e \left( \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) \right) dx dt + \int_0^t \int_w^e \left( \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_j \phi) \right) dx dt - \int_0^t \int_w^e \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right) dx dt - \int_0^t \int_w^e S_\phi dx dt = 0 \quad (4.2)$$

Após as integrações e considerando o regime permanente, obtêm-se a Equação 4.3 discretizada onde  $a_w$  coeficiente relativo ao nó oeste e o  $a_e$  é o coeficiente referente ao nó leste,  $a_p$  é o coeficiente baseado no ponto nodal de interesse da variável  $\phi$ .

$$a_p \phi_p + a_w \phi_w + a_e \phi_e - S_u = 0 \quad (4.3)$$

O coeficiente da variável  $a_p$  é dado pela expressão da soma do coeficiente visto em Equação 4.4.

$$a_p = a_w + a_e - S_p \quad (4.4)$$

O termo fonte após a integração pode ser representado pela Equação 4.5.

$$\overline{S_\phi} \Delta x = S_u + S_p \phi_p \quad (4.5)$$

O termo  $\overline{S_\phi}$  é o termo fonte médio.

### **4.3 DISCRETIZAÇÃO TEMPORAL**

A simulação foi executada em regime permanente, onde cada ponto foi analisado separadamente, não sendo verificadas a variação da aceleração entre as rotações escolhidas, desta maneira, não foi necessário realizar análise temporal. Análises temporais devem ser utilizadas quando o regime estudado é transiente e a condição de Courant que relaciona o passo de tempo com o comprimento de discretização deve ser preservada para garantir estabilidade da simulação. Mais informações podem ser verificadas em GTI Flow Simulation (2016).

### **4.4 DISCRETIZAÇÃO ESPACIAL**

Para modelagem numérica dos condutos, blocos que representam tubos são utilizados. Os condutos são subdivididos em volumes de controle menores onde são realizadas as análises unidimensionais. No manual de teoria de fluidos do Gt-Suite, é recomendado como discretização dos condutos de admissão valores máximos de até 40% do diâmetro do pistão e 55% para o escapamento, devido a influência da pressão e temperatura na velocidade do som. Para análises acústicas ou em rotações elevadas (maiores que 6000rpm), esses valores devem ser reduzidos à metade.

### **4.5 CALIBRAÇÃO DO MODELO**

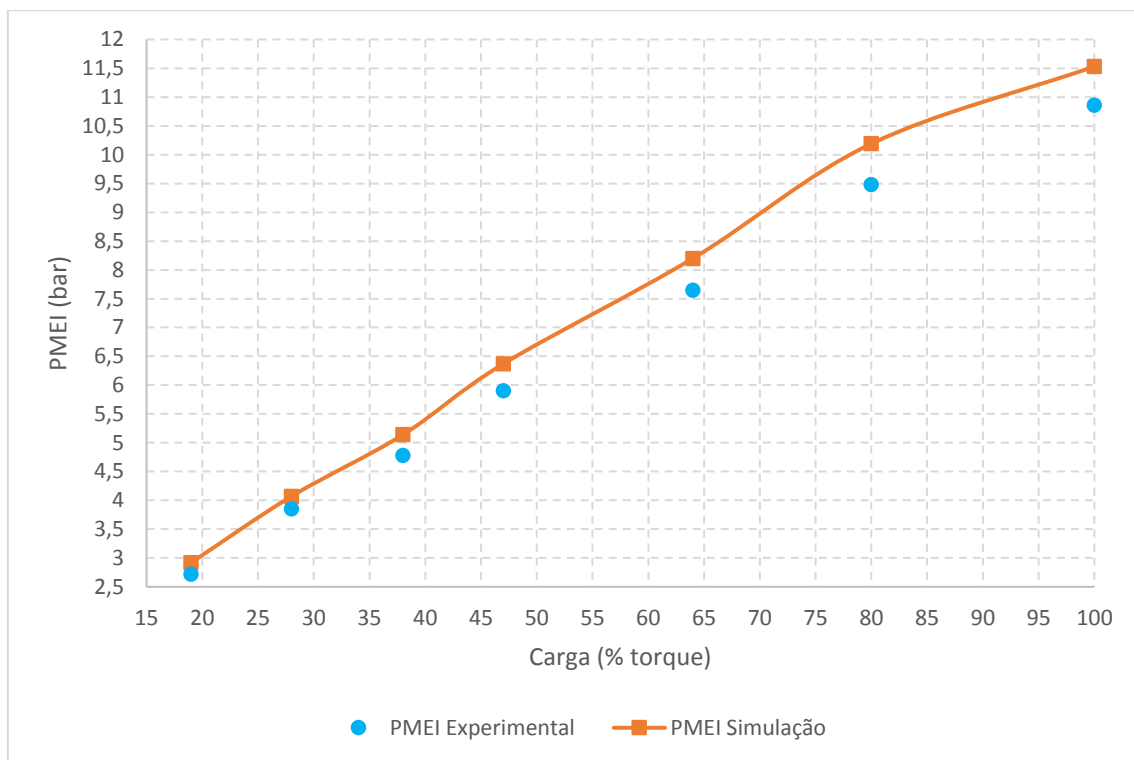
A calibração do modelo numérico deve ser realizada devido às diferenças físicas entre o modelo experimental e numérico. Para esses ajustes, multiplicadores nas funções de escoamento, atrito das partes mecânicas e de transferência de calor podem ser utilizados para se obter correlação entre os modelos. Para calibração do modelo quanto a desempenho, três fatores podem ser utilizados como mapa para calibração do modelo: Eficiência volumétrica, temperatura dos gases da exaustão e pressão efetiva média indicada. GT-POWER (2016)

A calibração da eficiência volumétrica deve ser realizada na rotação mais alta, onde deve ser ajustado as perdas de fluxo. Para verificar a correlação da transferência de calor no coletor de admissão, a simulação deve ser executada em toda a faixa de velocidade.

A PMEI e a temperatura dos gases da exaustão estão relacionados com a eficiência térmica, e normalmente são regidas pelos mesmos termos, isto é, um ajuste na PMEI acarretará em uma alteração na temperatura dos gases da exaustão. Também dependem da eficiência volumétrica e, portanto, a calibração da PMEI influencia na obtenção de resultados de convergência satisfatórios. GT-POWER (2016)

A calibração do modelo numérico do motor virtual é realizada através da comparação da PMEI obtidas experimentalmente com os resultados numéricos apresentados na Figura 4.3 e erros no Quadro 4.1.

Figura 4.3 Calibração do modelo de acordo com a PMEI a 3500 rpm



Fonte: Próprio autor

Quadro 4.1 Calibração do modelo de acordo com a PMEI.

		Testes Experimentais		Simulação Numérica			
Rotação (rpm)	% Torque	PME (bar)	PMEI (bar)	PME (bar)	PMEI (bar)	Erro PME	Erro PMEI
3500	19	2,05	2,72	2,01	2,92	-1,95%	<b>7,35%</b>
3500	28	3,10	3,85	3,13	4,07	0,97%	<b>5,71%</b>
3500	38	4,19	4,78	4,09	5,14	-2,39%	<b>7,53%</b>
3500	47	5,24	5,9	5,22	6,37	-0,38%	<b>7,97%</b>
3500	64	7,01	7,65	6,98	8,2	-0,43%	<b>7,19%</b>
3500	80	8,83	9,48	8,85	10,19	0,23%	<b>7,49%</b>
3500	WOT	10,21	10,86	10,09	11,53	-1,18%	<b>6,17%</b>

Fonte: Próprio autor

Todas as medições de PMEI apresentaram erros na faixa de 7%, podendo ser dos requisitos esperados, demonstrando que a metodologia proposta acompanha a tendência da curva obtida experimentalmente, comprovando que o modelo de combustão é válido e as condições de contorno foram bem representados. Os ajustes realizados nos multiplicadores podem ser vistos no Quadro 4.2.

Quadro 4.2 Ajustes dos Multiplicadores.

<b>Multiplicador</b>	<b>Valor</b>
Transferência de calor no coletor de admissão	1,09
Fricção no coletor de admissão	1,0
Transferência de calor no coletor de exaustão	1,0
Fricção no coletor de exaustão	1,44
Troca de calor no cilindro	0,89
Levantamento da válvula de admissão	1,0
Levantamento da válvula de exaustão	1,0
Coeficiente de área da válvula de admissão	1,0
Coeficiente de área da válvula de exaustão	1,0
Coeficiente de transferencia de calor por radiação no cilindro	1,0
<b>Ajustes no modelo de atrito Chen-Flyn</b>	<b>Valor</b>
Constante (bar)	0,3
A (bar)	0,004
B (bar)	0,09
C (bar)	0,001
<b>Ajustes SI-Wiebe</b>	<b>Valor</b>
Expoente de Wiebe	2,0

Fonte: Próprio autor

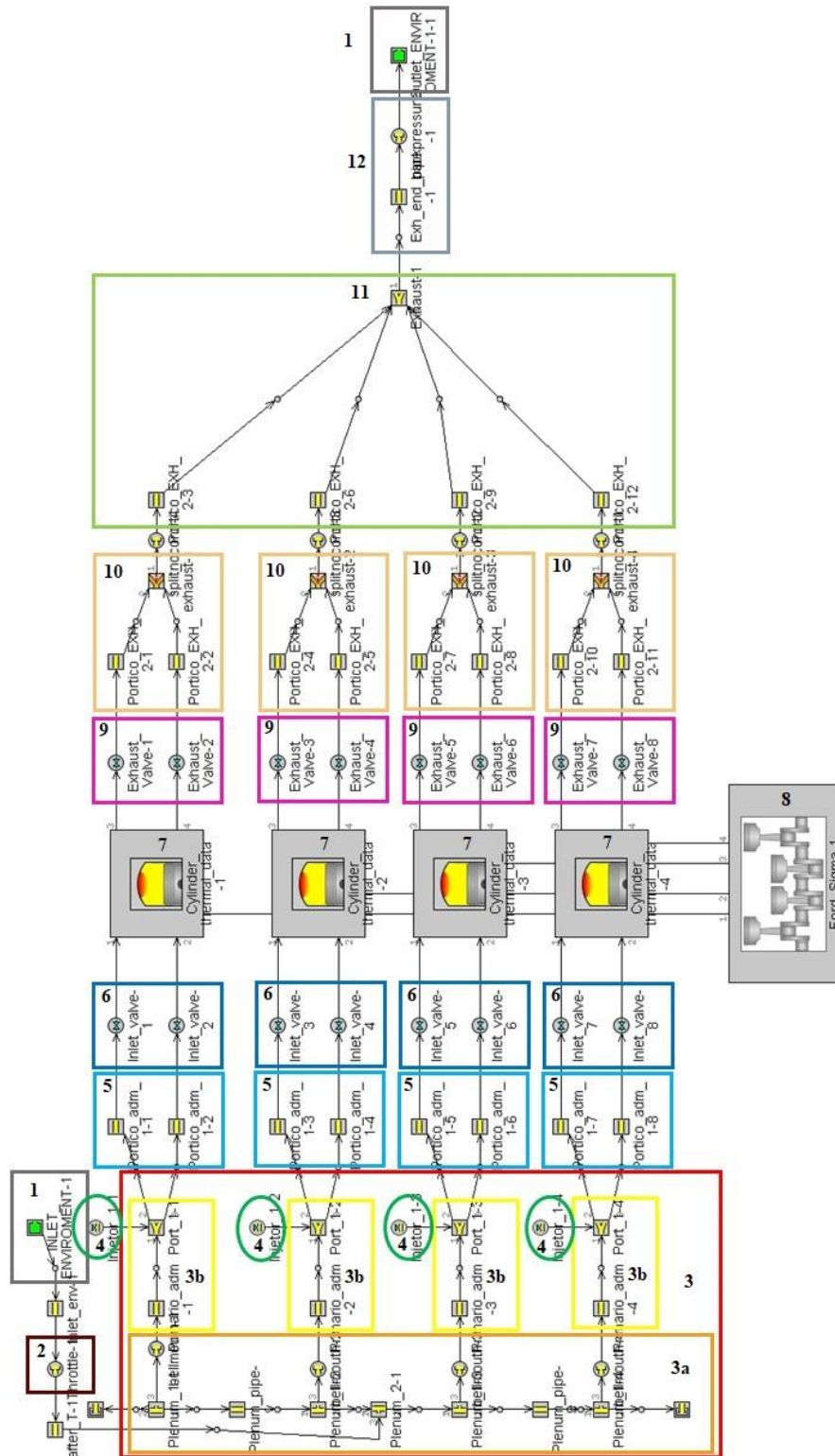
#### **4.6 CONSIDERAÇÕES SOBRE O MODELO NO GT-POWER**

Para construção do modelo, cada parte e componente são subdivididos em blocos e regidos por equações que reproduzem o fenômeno físico que está ocorrendo durante o funcionamento do motor. O modelo construído pode ser verificado através da Figura 4.4 onde cada divisão representa:

- 1- Condições ambientais do ar atmosférico na entrada
- 2- Válvula borboleta do acelerador
- 3- Coletor de admissão, dividido em pleno, representado pela letra “a” e primário em “b”
- 4- Eletroinjetores de combustível
- 5- Pórticos da admissão
- 6- Válvulas de admissão
- 7- Cilindro, onde são definidas funções de combustão
- 8- Conjunto bloco e virabrequim, onde são definidos parâmetros geométricos e de atrito (partes mecânicas)
- 9- Válvulas de exaustão
- 10- Pórtico de exaustão
- 11- Coletor de escape
- 12- Escapamento

Foi realizada comparação entre os resultados obtidos através da simulação numérica do modelo com dados experimentais obtidos para caracterização da linha de base e calibração do motor utilizado na tese do programa de pós-graduação em nível Doutorado da Universidade Federal de Minas Gerais com o título: Projeto, Construção e Caracterização do Desempenho de um Motor de Combustão Interna Provido de um Sistema de Ignição por Lança Chamas de Carga Estratificada apresentada em 2014, cujo cálculos de incerteza de medição são descritos na mesma.

Figura 4.4 Modelo numérico no GT-POWER.



Fonte: Próprio autor

# CAPÍTULO 5

## Resultados e Análises

### 5.1 INTRODUÇÃO

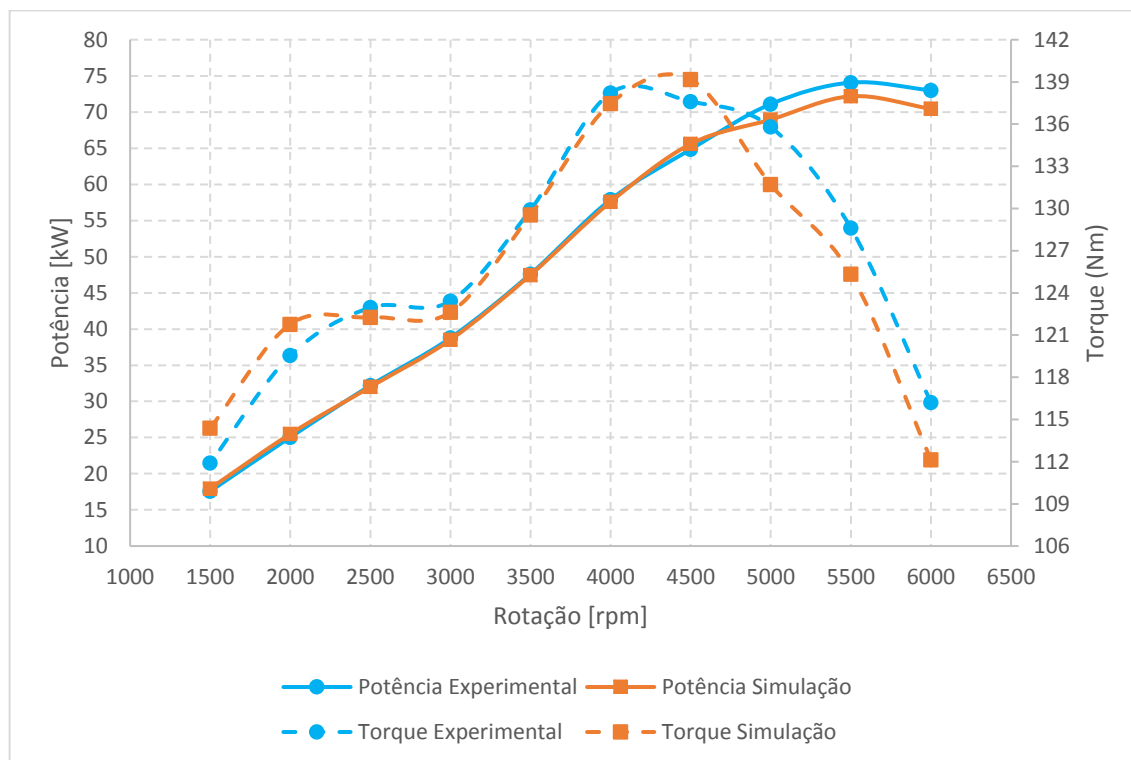
Neste capítulo são apresentados resultados numéricos de consumo específico de combustível, eficiência térmica, emissões específicas de poluentes e dos principais parâmetros de combustão do motor operando com E25 e mistura estequiométrica. Os resultados numéricos são comparados com os resultados experimentais, erros são quantificados e uma criteriosa análise dos mesmos é apresentada. Afim de demonstrar a confiabilidade dos resultados experimentais utilizados para validar os resultados numéricos, as incertezas das grandezas medidas experimentalmente podem ser vistas em Rodrigues Filho (2014).

### 5.2 ANÁLISE DO DESEMPENHO

Resultados referentes a torque (T), potência (P) e consumo específico de combustível (BSFC) são apresentados. Foram realizadas medições pontuais para diversas cargas de operação, na condição de WOT, para as rotações de 1500 a 6000 rpm com incrementos de 500 rpm.

A Figura 5.1 mostra a curva de torque e potência obtida numericamente e experimentalmente para a condição de plena carga (WOT) entre 1500 e 6000 rpm.

Figura 5.1 Curvas de Torque e potência numérica e experimental.



Fonte: Próprio autor

Entre 2.500 e 4.500 rpm, pode ser observada elevada similaridade entre os resultados calculados numericamente e os dados experimentais medidos, com erros inferiores a 1%. Uma vez que a potência é obtida pela multiplicação do torque pela rotação, os erros numéricos desta são iguais aos erros referentes ao torque simulado. Entre as rotações de 5.000 e 6.000 rpm, observou-se um aumento do erro, estando esse sempre inferior a 3,5%. O crescimento do erro pode ter sido decorrência do enriquecimento da mistura realizado por Rodrigues Filho (2014), como medida de manter a temperatura dos gases de escape abaixo de 875°C, enquanto que na simulação, o  $\lambda$  foi igual a 1, O Quadro 5.1 demonstra o erro percentual entre o experimental e a simulação.



Quadro 5.1 Valores de Torque e Potência numérico e experimental. Erros dos resultados numéricos.

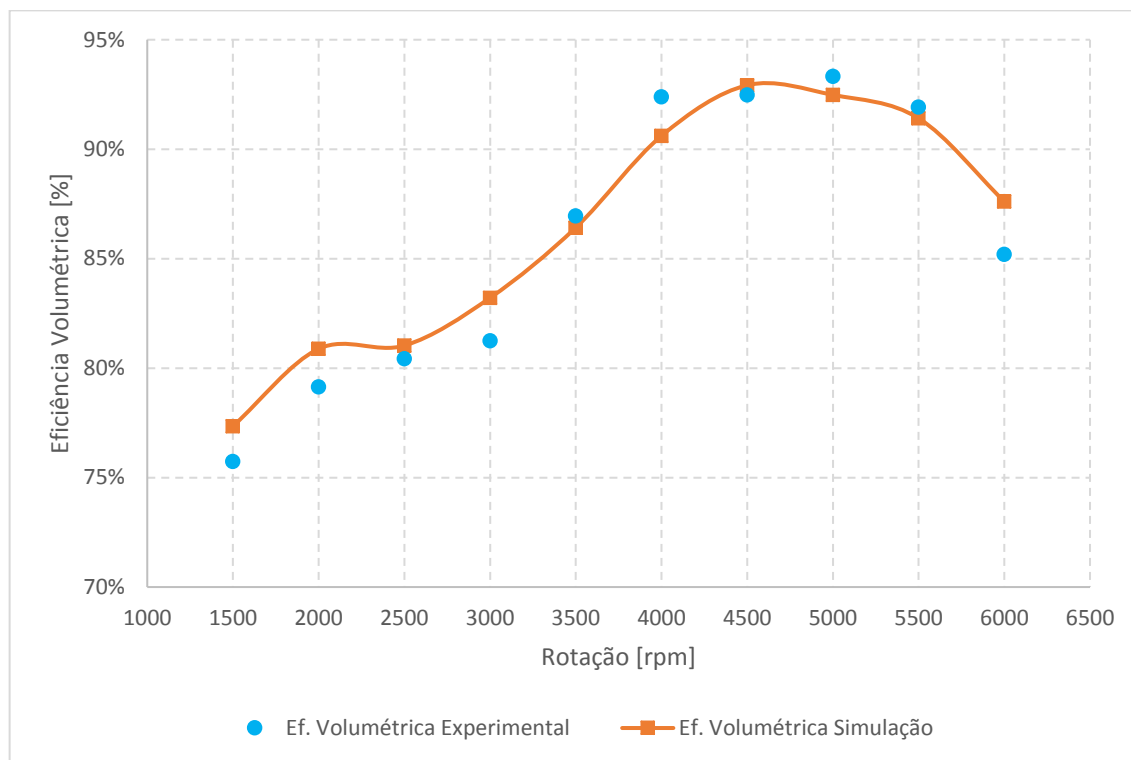
<b>Regime de Rotação (rpm)</b>	<b>Potencia experimental (kW)</b>	<b>Potência Simulação (kW)</b>	<b>Erro</b>	<b>Torque experimental (N.m)</b>	<b>Torque simulação (N.m)</b>	<b>Erro</b>
<b>6000</b>	73,01	70,46	<b>-3,50%</b>	116,21	112,14	<b>-3,50%</b>
<b>5500</b>	74,07	72,18	<b>-2,56%</b>	128,61	125,33	<b>-2,56%</b>
<b>5000</b>	71,09	68,96	<b>-3,01%</b>	135,70	131,70	<b>-3,01%</b>
<b>4500</b>	64,84	65,59	<b>1,15%</b>	137,60	139,18	<b>1,15%</b>
<b>4000</b>	57,89	57,58	<b>-0,55%</b>	138,21	137,47	<b>-0,55%</b>
<b>3500</b>	47,61	47,48	<b>-0,27%</b>	129,90	129,55	<b>-0,27%</b>
<b>3000</b>	38,77	38,52	<b>-0,65%</b>	123,42	122,62	<b>-0,65%</b>
<b>2500</b>	32,18	32,00	<b>-0,59%</b>	122,95	122,26	<b>-0,59%</b>
<b>2000</b>	25,03	25,50	<b>1,85%</b>	119,54	121,77	<b>1,85%</b>
<b>1500</b>	17,57	17,96	<b>2,19%</b>	111,90	114,38	<b>2,19%</b>

Fonte: Próprio Autor

A curva de torque obtida através da simulação numérica representou a curva obtida experimentalmente. Após 5.000 rpm o teste experimental apresentou valores medidos maiores em relação a simulação. Todavia o percentual de diferença entre valores experimentais e medidos foram inferiores a 3,50%.

A Figura 5.2 apresenta a curva de eficiência volumétrica obtida numericamente e experimentalmente para condição de operação em WOT, nas rotações de 1.500 a 6.000 rpm.

Figura 5.2 Eficiência volumétrica utilizando combustível E25 em plena carga.



Fonte: Próprio autor

Comparando-se os resultados para cada rotação os erros foram sempre inferiores a 3%, conforme pode ser comprovado pelo Quadro 5.2. Observa-se eficiências volumétricas experimentais maiores em rotações superiores a 3.500 rpm até 5.500 rpm. A ocorrência desse fato pode ser devido a ocorrência do efeito pulsativo do escoamento no coletor de admissão que favorecem a admissão de ar para o interior do cilindro durante um determinado regime de rotação. A partir de 5.000 rpm, pode-se inferir que a eficiência volumétrica começa a ser reduzida devido menor influência da faixa de ressonância das ondas alternativas causada pela maior velocidade angular do motor, a perda de carga começa a interferir na vazão mássica causado pelo escoamento do fluido nos condutos em velocidades mais altas e perda de eficiência mecânica devido ao aumento do atrito.

Quadro 5.2 Valores de eficiência volumétrica numérica e experimental. Erros dos resultados numéricos.

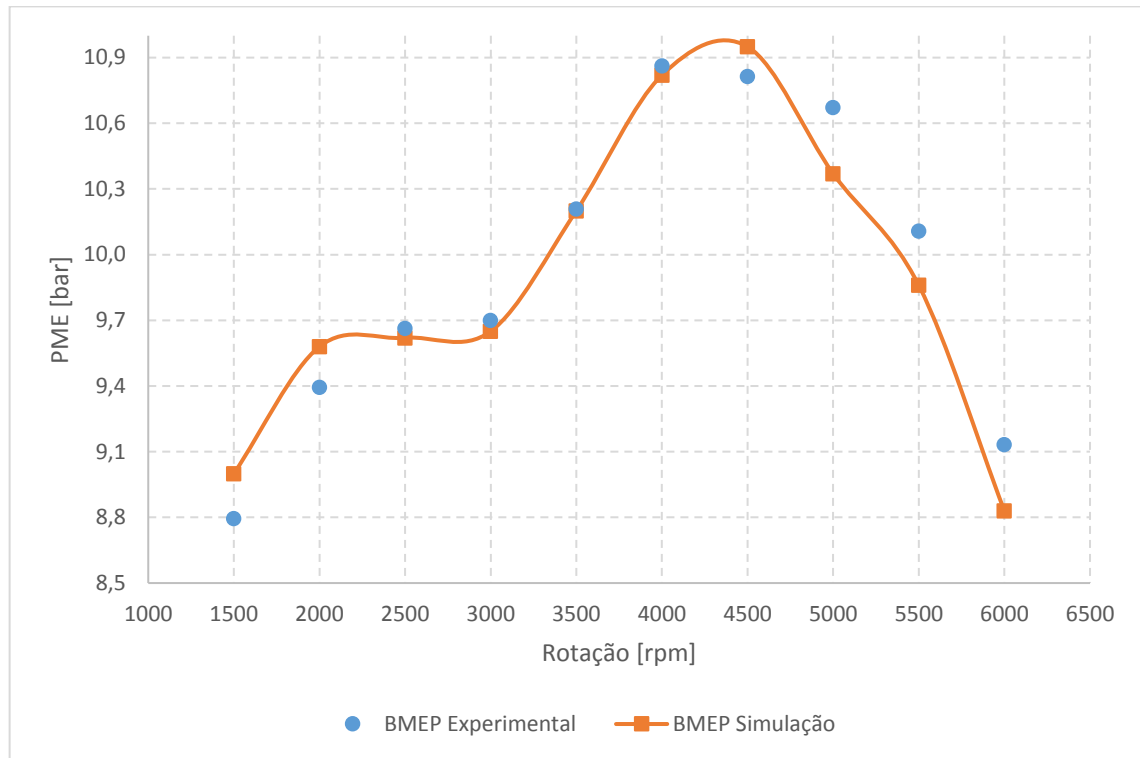
<b>Regime de Rotação (rpm)</b>	<b>Eficiência volumétrica Experimental</b>	<b>Eficiência volumétrica Simulação</b>	<b>Erro</b>
<b>6000</b>	85%	87,61%	<b>2,82%</b>
<b>5500</b>	92%	91,41%	<b>-0,56%</b>
<b>5000</b>	93%	92,48%	<b>-0,92%</b>
<b>4500</b>	92%	92,92%	<b>0,47%</b>
<b>4000</b>	92%	90,61%	<b>-1,93%</b>
<b>3500</b>	87%	86,42%	<b>-0,61%</b>
<b>3000</b>	81%	83,21%	<b>2,42%</b>
<b>2500</b>	80%	81,03%	<b>0,74%</b>
<b>2000</b>	79%	80,88%	<b>2,19%</b>
<b>1500</b>	76%	77,35%	<b>2,13%</b>

Fonte: Próprio autor

Um aspecto que poderia melhorar a eficiência volumétrica para regimes mais baixos de rotação é a utilização de um coletor de admissão variável (VIS – do inglês *variable intake system*), que é dimensionado para utilizar a frequência de ressonância do fechamento e abertura das válvulas e do movimento alternativo do cilindro para auxiliar na admissão de ar para o interior do cilindro. Ao se dimensionar um coletor de admissão outros fatores devem ser levados em consideração, como o coeficiente de descarga das válvulas e o momento de inércia da massa de ar admitida. Utilizar um comando de válvulas variável (VVTI – do inglês *variable valve timing within telligence*) também causa melhoria na eficiência volumétrica ao variar a sincronização do tempo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e/ou exaustão. Dimensionamento da defasagem dos comandos de válvulas podem ser realizados com a utilização da simulação numérica 1D sem grandes gastos financeiros e em reduzido tempo de simulação, também é possível realizar a otimização da eficiência volumétrica dos coletores para uma determinada faixa de operação do motor.

A Figura 5.3 apresenta o gráfico de comparação da pressão média efetiva obtida experimentalmente e através da simulação no GT-POWER.

Figura 5.3 Pressão média efetiva de freio utilizando combustível E25 em plena carga.



Fonte: Próprio autor

A pressão média efetiva observada no gráfico apresenta erros sempre inferiores a 3,32% para todas as faixas de rotação do motor ensaiado, seguindo a tendência apresentada pela curva de potência e eficiência volumétrica. Erros são apresentados no Quadro 5.3.

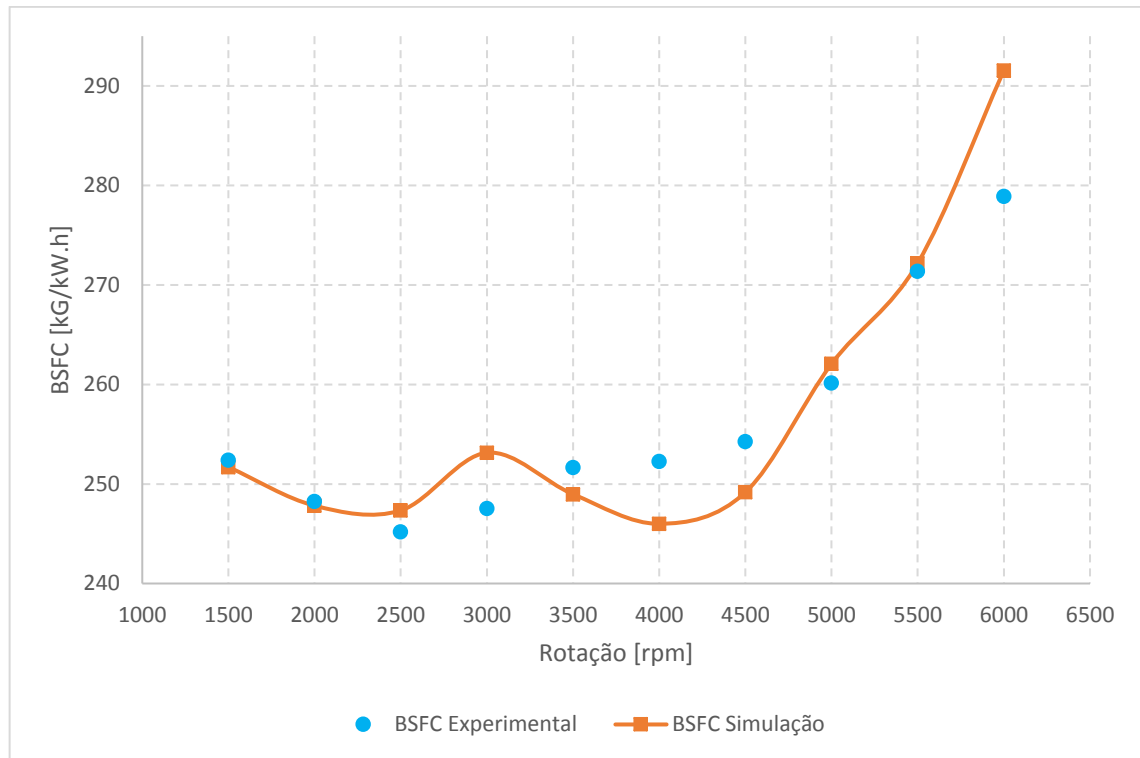
Quadro 5.3 Valores de PME numérico e experimental. Erros dos resultados numéricos.

Regime de Rotação (rpm)	PME Experimental (bar)	PME Simulação (bar)	Erro
6000	9,13	8,83	-3,32%
5500	10,11	9,86	-2,45%
5000	10,67	10,37	-2,83%
4500	10,81	10,95	1,26%
4000	10,86	10,82	-0,39%
3500	10,21	10,20	-0,09%
3000	9,70	9,65	-0,51%
2500	9,66	9,62	-0,45%
2000	9,39	9,58	1,97%
1500	8,79	9,00	2,34%

Fonte: Próprio autor

O consumo específico de combustível calculado numericamente e o obtido experimentalmente são apresentados na Figura 5.4.

Figura 5.4 Consumo específico de E25 para condição de plena carga



Fonte: Próprio autor

A maior divergência é observada em 6.000 rpm, onde apresenta erro de 4,54%. As demais medições realizadas, quando comparadas com a simulação do GT-POWER, apresentam variações em torno de 2%. Esse resultado comprova que o modelo de combustão de *Si-Wiebe* utilizado no software reproduziu os dados de consumo específico obtidos no teste com resultados similares. Erros estão disponíveis no Quadro 5.4.

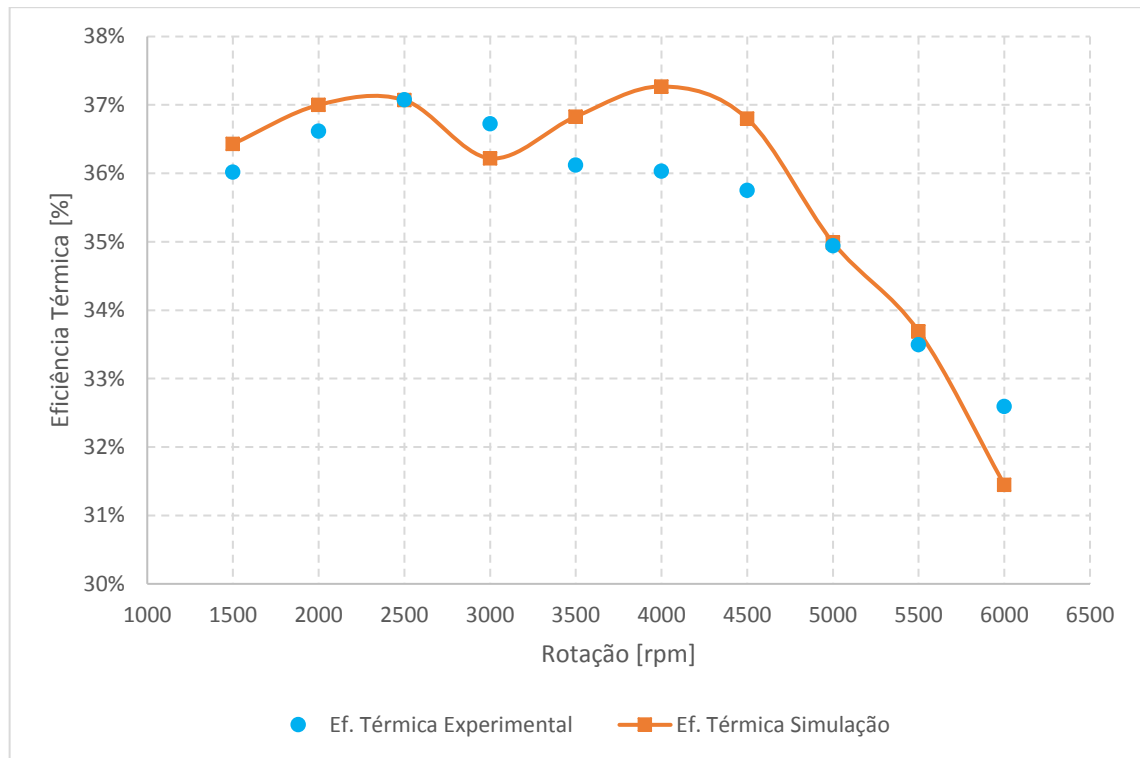
Quadro 5.4 Valores de BSFC numérico e experimental. Erros dos resultados numéricos.

<b>Regime de Rotação (rpm)</b>	<b>BSFC Experimental (g/kWh)</b>	<b>BSFC Simulação (g/kWh)</b>	<b>Erro</b>
<b>6000</b>	278,91	291,56	<b>4,54%</b>
<b>5500</b>	271,38	272,19	<b>0,30%</b>
<b>5000</b>	260,16	262,07	<b>0,73%</b>
<b>4500</b>	254,27	249,17	<b>-2,01%</b>
<b>4000</b>	252,29	246,00	<b>-2,49%</b>
<b>3500</b>	251,67	248,97	<b>-1,07%</b>
<b>3000</b>	247,54	253,14	<b>2,26%</b>
<b>2500</b>	245,18	247,34	<b>0,88%</b>
<b>2000</b>	248,25	247,82	<b>-0,17%</b>
<b>1500</b>	252,40	251,7	<b>-0,28%</b>

Fonte: Próprio autor

A eficiência térmica pode ser observada na Figura 5.5. Assim como o consumo específico a mesma tendência é observada. Em 6.000 rpm houve variação de 3,51% e demais pontos restantes, divergências sempre inferiores a 3%, com exceção de 4.000 rpm.

Figura 5.5 Curva de Eficiência térmica numérica e experimental para o motor Ford Sigma 1.6 16V.



Fonte: Próprio autor

As divergências dos erros numéricos e experimentais são apresentadas no Quadro 5.5

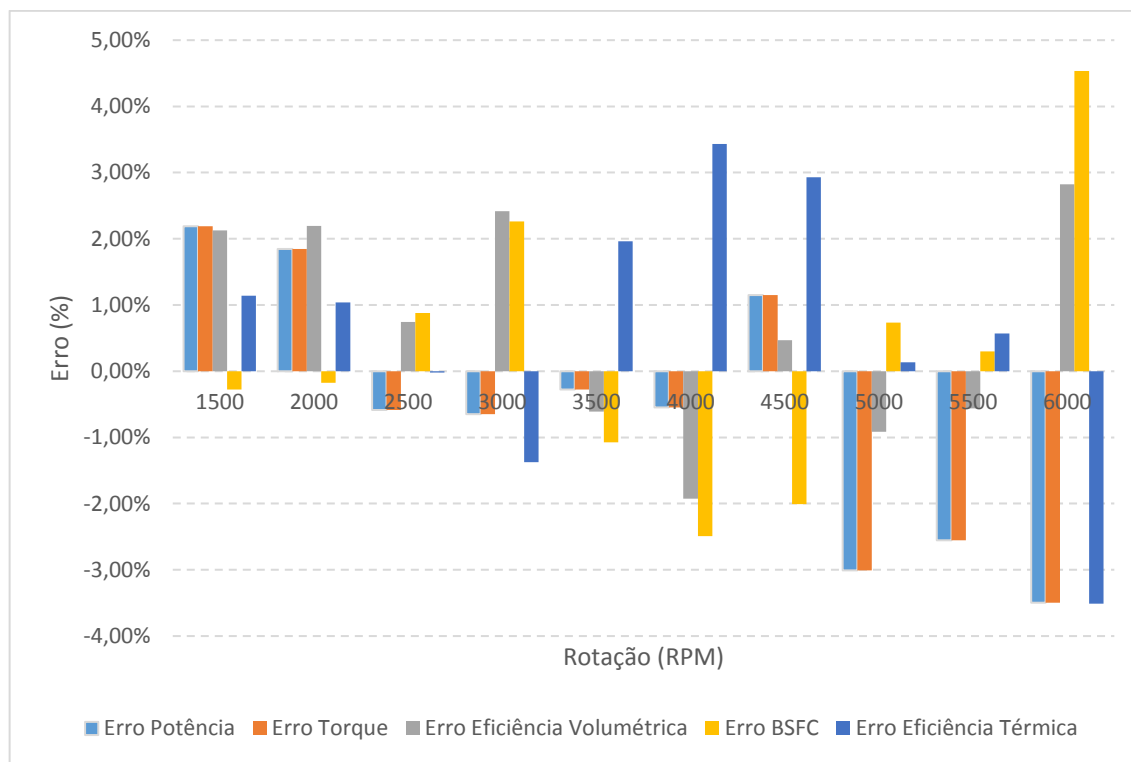
Quadro 5.5 Valores de eficiência térmica numérica e experimental. Erros dos resultados numéricos.

Regime de Rotação (rpm)	Eficiência Térmica Experimental	Eficiência Térmica Simulação	Erro
6000	32,59%	31,45%	-3,51%
5500	33,50%	33,69%	0,57%
5000	34,94%	34,99%	0,13%
4500	35,75%	36,80%	2,93%
4000	36,03%	37,27%	3,43%
3500	36,12%	36,83%	1,96%
3000	36,72%	36,22%	-1,37%
2500	37,08%	37,07%	-0,02%
2000	36,62%	37,00%	1,04%
1500	36,02%	36,43%	1,14%

Fonte: Próprio autor

A Figura 5.6 apresenta resumidamente os erros obtidos para os parâmetros avaliados em toda a faixa de rotação.

Figura 5.6 Resumo dos erros para cada rotação



Fonte: Próprio autor

Observa-se para toda a faixa de operação os erros foram inferiores a 5%, superando as expectativas propostas no início do trabalho, que era de 7%. As regiões intermediárias de rotação foram as que obtiveram menores erros.

### 5.3 ANÁLISE DE EMISSÕES

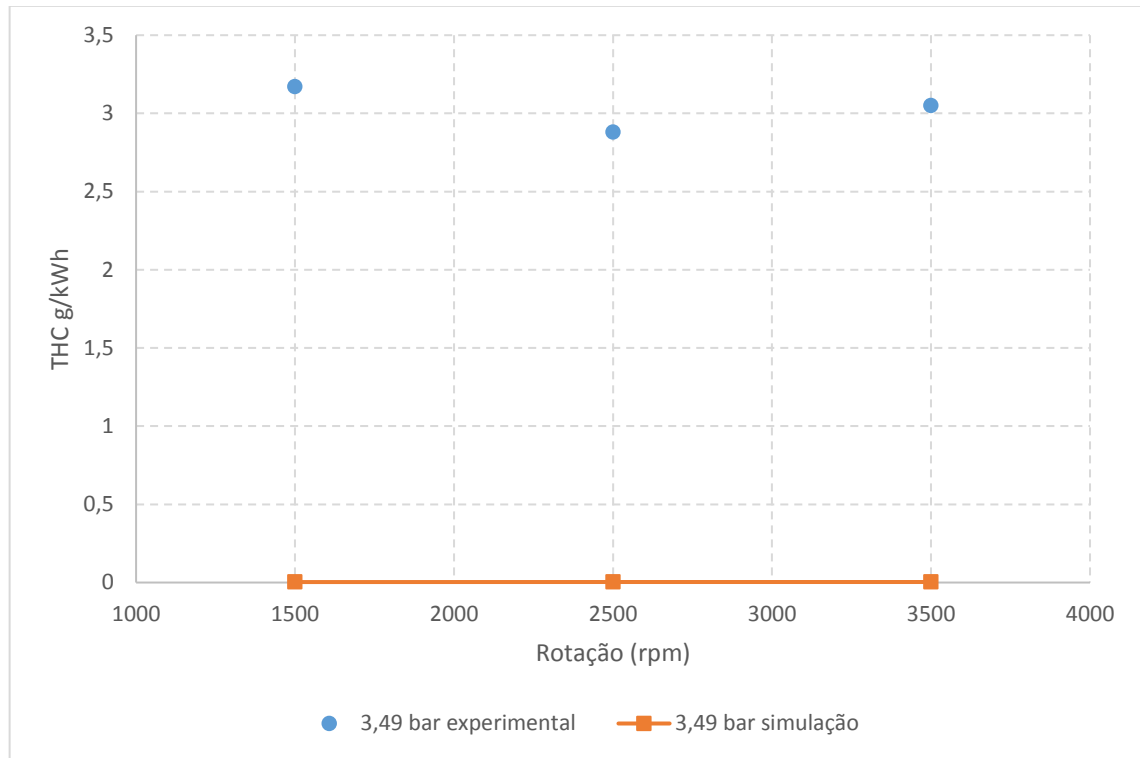
Rodrigues filho (2014) mediu as emissões de poluentes sem catalizador, em base volumétrica úmida com o equipamento HORIBA OBS 2200, sendo convertidas posteriormente para emissões específicas (g/kWh), segundo metodologia proposta por Melo (2012). Foram medidas as emissões de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), óxidos nitrosos (NO<sub>x</sub>) e hidrocarbonetos totais (THC). Neste capítulo são comparados os resultados obtidos experimentalmente com os resultados numéricos obtidos através do software GT-POWER para cada condição de operação proposta, na Figura 3.1. Foi observado que para todos os 9 pontos analisados os erros foram muito superiores a 7%. Uma discussão dos resultados é realizada.



### 5.3.1. Emissões específicas de THC

As Figuras 5.7 representa as emissões específicas obtidas experimentalmente e numericamente de THC para as PME de 3,49 bar.

Figura 5.7 Curva de emissões específicas de hidrocarbonetos totais numérica e experimental para 3,49 bar de PME.



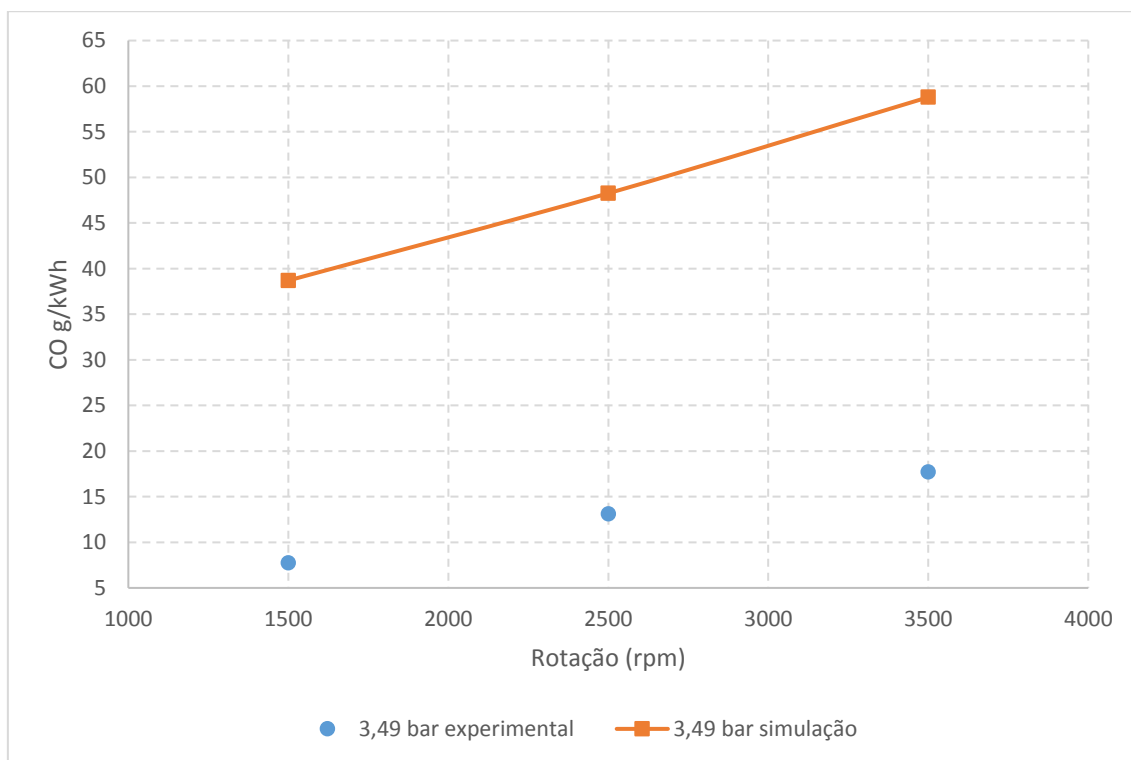
Fonte: Autor

A Figuras 5.7 permite observar um comportamento previsto na revisão bibliográfica. Apesar da função de combustão *SI-Wiebe* não-preditiva ter sido utilizada satisfatoriamente para cálculo do desempenho, a mesma se demonstrou incapaz de realizar análises de emissões, uma vez que o resultado da combustão é imposto pelas condições de contorno inseridas como entrada. Pode-se considerar nulas as emissões de THC para a simulação numérica devido ao modelo utilizado. Para a PME de 4,65 e 5,82 bar, o mesmo comportamento foi observado. O modelo utilizado considera a combustão de toda a fração de combustível. Para cálculo de emissões, deve ser utilizado outra função de combustão que considera a cinética química.

### 5.3.2. Emissões específicas de CO

Como a simulação considerou que todo o combustível foi queimado, é observado que os níveis de emissões de CO e CO<sub>2</sub> foram maiores, devido a combustão da parcela que no teste experimental foi responsável por formar THC. Essa tendência pode ser observada na Figura 5.8. Apesar das curvas de emissões possuírem inclinações parecidas para CO, as mesmas são defasadas, causando erros maiores do que 7%. O mesmo comportamento foi observado para PME de 4,65 e 5,82bar.

Figura 5.8 Curva de emissões específicas de CO numérica e experimental para 3,49 bar de PME.



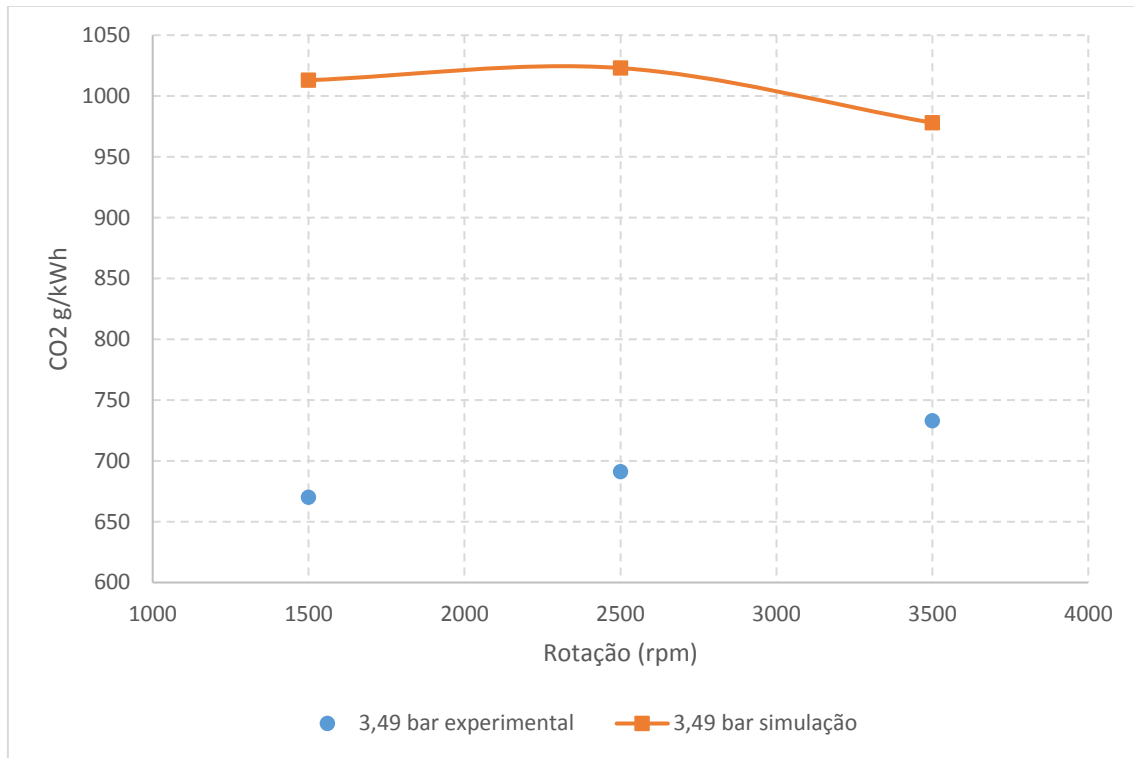
Fonte: Autor

A simulação numérica apresentou a mesma tendência de aumentar os níveis de emissões de CO a medida que a rotação aumenta, assim como a curva obtida experimentalmente.

### 5.3.3. Emissões específicas de CO<sub>2</sub>

A Figura 5.9 apresenta as emissões específicas de CO<sub>2</sub> para as condições operacionais propostas.

Figura 5.9 Curva de emissões específicas de CO<sub>2</sub> numérica e experimental para 3,49 bar de PME.



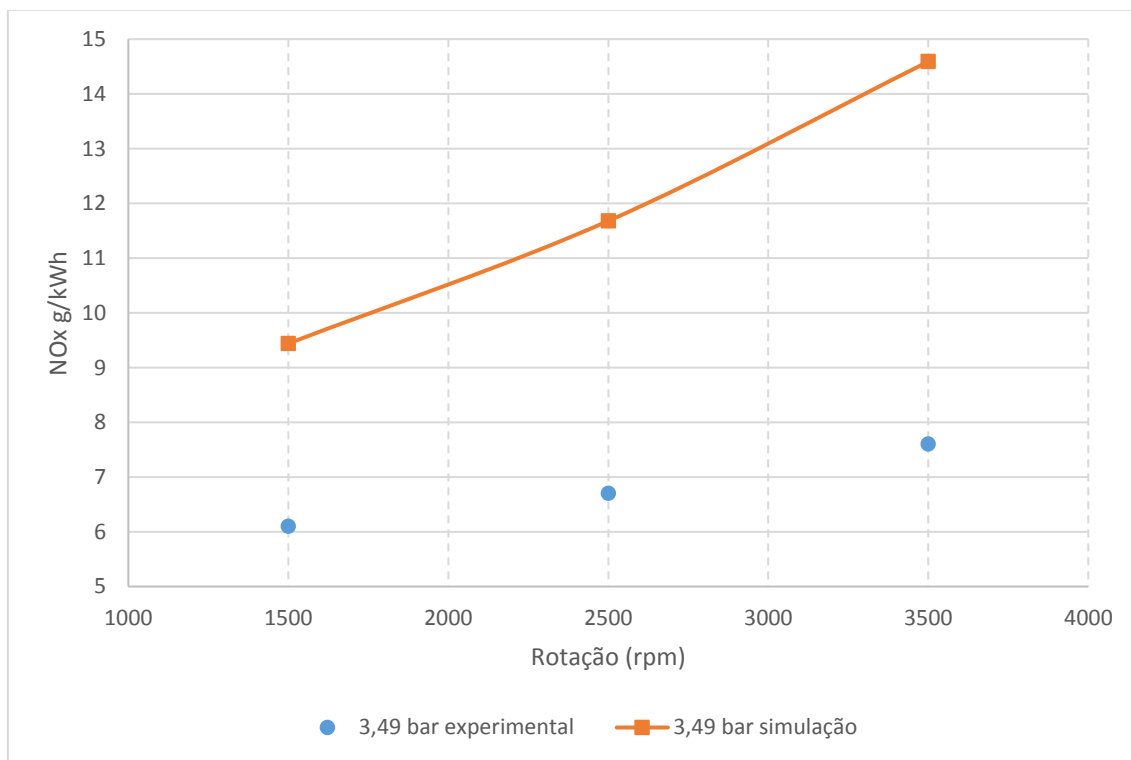
Fonte: Autor

Foram observados erros em média 24% de CO<sub>2</sub> e 42% de CO maiores na simulação em relação a medição experimental. Este fato pode ser justificado pela utilização da metodologia de combustão não preditiva, que não é a mais adequada para análise de gases da combustão. Para a PME de 4,65 e 5,82bar, a mesma divergência foi observada. Para uma análise mais detalhada dos demais gases da combustão, uma simulação com análise preditiva da combustão deve ser implementada devido a capacidade de calcular efetivamente a combustão,

#### 5.3.4. Emissões específicas de NO<sub>x</sub>

Os índices de emissões específicas experimentais e numéricos para NO<sub>x</sub> são descritos na Figura 5.10.

Figura 5.10 Curva de emissões específicas de NO<sub>x</sub> para PME 3,49 bar numérica e experimental para 3,49 bar de PME.



Fonte: Autor

Pode-se observar índices de emissões de NO<sub>x</sub> cerca de 50% maiores para a simulação realizada. Como o modelo considerou que praticamente todo o THC existente no teste experimental foi queimado, a temperatura na câmara de combustão e no coletor de escape tenderam a ser mais altas do que a real favorecendo o surgimento de óxidos nitrosos. Para PME de 4,65 e 5,82bar, os resultados seguiram a mesma tendência.

O software apenas apresentará resultados satisfatórios para emissão de NO<sub>x</sub> se for previsto um modelo cinético ou se fornecido um mapa de emissões obtidos experimentalmente a partir da função *EngCylChemGas* ou *EngCylChemGlobal*. A função *EngCylNOx* permite investigar a presença do mesmo através de análises cinéticas preditivas, desde que existam dados experimentais disponíveis para traçar um mapa de emissões.

# CAPÍTULO 6

## Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

### 6.1 CONCLUSÃO

O estudo e o aperfeiçoamento do motor de combustão interna para melhorar a eficiência térmica e reduzir a emissão de poluentes e CO<sub>2</sub>, gás intensificador do efeito estufa, deve ser realizada através da associação de duas técnicas de pesquisa, a experimental e a numérica. Os métodos numéricos são cada vez mais utilizados no desenvolvimento de novas tecnologias para MCIs, sendo utilizados em diversas linhas de pesquisa, tais como a de redução do volume deslocado associado a sobrealimentação (*downsizing*), a utilização de câmaras de combustão auxiliares, (jet e torchignition), utilização de combustíveis alternativos, recirculação de gases de escapamento (EGR) dentre outros.

Existem vários programas desenvolvidos para modelagem numérica de motores, sendo que para a simulação do funcionamento completo do motor, a simulação 1D é mais interessante, permitindo maior abrangência na análise, desde parâmetros simples até a combustão e possibilita a obtenção de condições de contorno para análises específicas 3D. A combustão pode ser modelada de modo preditivo e não preditivo. Códigos não preditivos são mais simples de se implementar, porém é necessário possuir as condições de contorno obtidas experimentalmente. Por sua vez, modelos preditivos podem ser mais precisos e requerem mais informações para realizar a simulação. Pode ser verificado diversos estudos com a utilização do GT-POWER com a obtenção de resultados satisfatórios. Com o estudo 1D, e testes experimentais, é possível realizar um estudo para verificar o desempenho de um motor operando com E25 para ampla carga de funcionamento entre 1.000 e 6.000rpm. A metodologia escolhida para realização de da análise da combustão para cálculo de parâmetros de

desempenho através da simulação no GT-POWER apresentou em todas as situações estudadas para o motor 1.6 16v divergências sempre inferiores a 7% se comparado com o teste experimental, sendo uma importante e confiável ferramenta de simulação de motores de combustão interna. O modelo não foi capaz de calcular emissões de poluentes e CO<sub>2</sub>. Para estudo dos gases da exaustão diferentes recursos do software devem ser utilizados e para isso, dados experimentais mais detalhados são necessários. Este resultado comprova e valida a simulação numérica 1D para estudo do desempenho, representando uma nova via de pesquisa para desenvolvimento de MCIs, podendo proporcionar ganhos em tempo e redução de custos, além da praticidade de implementação.

## **6.2 TRABALHOS FUTUROS**

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise foi possível elaborar propostas para realização de trabalhos futuros utilizando a ferramenta de simulação numérica GT-POWER que contribuirão para o desenvolvimento dos motores de combustão interna, sendo eles:

- Realização de um estudo e modelagem de um processo de combustão preditiva, incluindo parâmetros geométricas da câmara de combustão, utilização de diferentes modelos de combustão, simulação de carga estratificada para verificação das emissões
- Proposta de alteração do motor através de simulação numérica com estimativa de ganhos em eficiência térmica, incluindo outras análises, tais como: estimativa dos ganhos em consumo específico e eficiência térmica ao se utilizar injeção direta de combustível, verificação da influência da recirculação dos gases de escape, possibilidade de operar com diferentes misturas e utilização de sobrealimentação.
- Estimar o desempenho utilizando diferentes combustíveis, inclusive combustíveis gasosos e modelar outras funções de combustão.
- Realizar estudos de otimização com o uso de simulação numérica 1D com o intuito de se obter melhores parâmetros de desempenho e eficiência térmica para o motor real.
- Estudo das emissões dos gases da exaustão do motor de combustão interna.

# CAPÍTULO 7

## Referências bibliográficas

ANP – AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO GÁS E COMBUSTÍVEIS RENOVÁVEIS, 2013, **Especificações para a comercialização de gasolina automotiva no Brasil, Resolução número 40.**

ANP – AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO GÁS E COMBUSTÍVEIS RENOVÁVEIS, 2011b, **Especificações para a comercialização de álcool etílico hidratado combustível no Brasil, Resolução número 7.**

BAETA, J. G. C. **Metodologia experimental para maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global.** Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFMG. Belo Horizonte - MG. 2006, 202 p.

BAETA, J. G. C.; RODRIGUES FILHO, F. A.; PONTOPPIDAN, M.; VALLE, R. M.; DA SILVA, T. R. V. **Exploring the performance limits of a stratified torch ignition engine using numerical simulation and detailed experimental approaches.** Energy Conversion and Management. v. 126, p. 1093-1105, 2016.

BALAT M, BALAT H. **Recent trends in global production and utilization of bioethanol fuel.** Applied Energy 2009;86:2273–82

ÇENGEL, Y. A. BOLES, M. A. **Thermodynamics An Engineering Approach.** 8ª Ed. 2007

CRUZ, I. W. S. L.; ALVAREZ, C. E. C.; TEIXEIRA, A. F.; VALLE, R. M.; **Zero-dimensional mathematical model of the torch ignited engine**. Applied Thermal Engineering. v. 103, p. 1237-1250, 2016.

FERGUNSON, C.R. (1986). **Internal Combustion Engines**. 2ª Edição. New York. Jonh Wiley & Sons, 543p.

GAMMA TECHNOLOGIES. GT-SUITE: **Engine Performance Tutorials**. Gamma Technologies, 2016. Version 7.6.

GAMMA TECHNOLOGIES. GT-SUITE: **Flow Theory Manual**. Gamma Technologies, 2016.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos**. Editorial Dossat S.A. Madrid, 2004

GUILAIN, S.; LEFEBVRE A. **Modelling and Measurement of the Transient Response of a Turbocharged SI Engine**, SAE Technical Paper. 2005-01-0691, 2005.

HALL CM, SHAVER GM, CHAUVIN J, PETIT N. **Combustion phasing model for controlo f a gasoline-ethanol fueled SI engine with variable timing**. In 2012 American control conference; 2012.

HEYWOOD, J. B.; **Internal combustion engine fundamentals**. 1 ed. New York McGrawHill, Inc., 1988. 930 p.

ILLIEV S. **A comparison of ethanol and methanol blending with gasoline using 1-d engine model**. Procedia Eng 2015;100: 1013-22

JUNG, J. SONG, S. HUR, B. K. **Numerical study on the effects of intake valve timing on performance of a natural gas-diesel dual-fuel engine and multi-objective Pareto optimization**. Applied Thermal Engineering. V.121. p. 604-616. 2017



KRISHNANUNNI, J. BHATIA, D. DAS, M. L. **Experimental and modelling investigations on the performance and emission characteristics of a single cylinder hydrogen engine.** *Internacional Journal of Hydrogen Energy*. V. 42 p. 29574-29584, 2017

LANZANOVA, T. D. M. **Avaliação Numérica e Experimental do desempenho de um motor Otto operando com etanol hidratado.** Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2013.

LENZ, H. P. BOHME, W. **Mixture formation in spark Ignition Engines.** Springer & Bussines Media, 1992

LIMA, B. S. **Modelagem Tridimensional da Combustão em um Motor Adaptado com Pré-câmara.** Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2018

LÓPEZ, E.J. and NIGRO, N.M. **Validation of a 0D/1D computational code for the design of several kind of internal combustion engines.** *Technical report*, Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería, Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química, 2000.

MATTARELLI, E. RINALDINI, A. C. CANTORE, G. **CFD optimization of a 2-stroke range extender engine.** *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 16, No. 3, pp. 351–369. 2015

MALALASEKERA, W; VERSTEEG, H. K. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method.** 2<sup>nd</sup> Ed. 2007

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** Ltc. 1995

MELO, T. C. C. **Análise Experimental e Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Etanol Hidratado na Gasolina.** Tese de Doutorado. UFRJ

MOREIRA, T. A. A. 2014. **Análise e Caracterização de um Sistema de Ignição por Lnaça Chamas Operando com Carga Homogênea**. Belo Horizonte : Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

NGANG, A. E. ABBE, N. V. C. **Experimental and numerical analysis of the performance of a diesel engine retrofitted to use LPG as secondary fuel**. Applied Thermal Engineering. V.136. p. 462-474. 2018

ONU. **World population to hit 9.8 billion by 2050, despite nearly universal lower fertility rates** – UN. Disponível em <https://news.un.org/en/story/2017/06/560022-world-population-hit-98-billion-2050-despite-nearly-universal-lower-fertility>. Acessoem 23/04/18

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluids flow**, Hemisphere, Washington, USA, 1980.

PEARSON, R.J. TURNER, J. W. G. BELL, A. de GOEDE, S. WOOLARD, C. DAVY, M. **Iso-stoichiometric fuel blends: Characterization of physico-chemical properties for mixtures of gasoline, ethanol, methanol and water**. Proc. Instn. Mech. Engr. Journal of Automotive Engineering, part D 2014

PULKRABEK, W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 1. ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall, Inc., 1997. 411 p.

RASK, E. and SELLNAU, M., **Simulation-Based Engine Calibration: Tools, Techniques, and Applications**, SAE Technical Paper 2004-01-1264, 2004.

RODRIGUES FILHO, F. A. 2014. **Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada**. Belo Horizonte : Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

RODRIGUES FILHO, F. BAÊTA, J. TEIXEIRA, A. VALLE, R. SOUZA, J. **E25 stratified torch ignition engine emissions and combustion analysis.** Energy Conversion and Management. v. 121, 2016.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines.** 3<sup>a</sup> ed. 1999

SZWAJA, S.; JAMROZIK, A.; TUTAK, W. **A two-stage combustion system for burning lean gasoline mixtures in a stationary spark ignited engine.** Applied Energy. v. 105 p. 271-281. 2013.

THEOTOKATOS G.; MAVRELOS, C. **Numerical investigation of a premixed combustion large marine two-stroke dual fuel engine for optimizing engine settings via parametric runs.** Energy Conversion and Management. v. 160, 2018.

TRINDADE, W. R. da S. **Use of 1D-3D Coupled Simulation to Develop an Intake Manifold System.** In: International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, 2010.

TRINDADE, W. R. da S. DOS SANTOS, R. G. **1D modeling of SI engine using n-butanol as fuel: Adjust of fuel properties and comparison between measurements and simulation.** ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT , v. 157, p. 224-238, 2018.

TRINDADE, W. R. da S. **n-Butanol as biofuel: characteristics and evaluation of its application in internal combustion engines through 1D simulation.** Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. 2016, 103p.

TRINDADE, W. R. da S; SANTOS, R. G. dos .**Combustion Modeling Applied to Engines Using a 1D Simulation Code.** In: 25th SAE BRASIL International Congress and Display, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.003>

UNITED NATIONS POPULATION FUND. **World Population Trends.** Disponível em : <http://www.unfpa.org/world-population-trends>. Acesso em 23/04/18

WEI, C. CHEN, M. JIANG, Y. **Electronic Control Fuel Injection System Based on GT-POWER and MotoTron.** Energy Procedia V. 174. P. 773-779. 2017

WINTERBONE, D. E. PEARSON, R. J. **Design Techniques for Engine Manifolds: Wave Action Methods for IC Engines.** 1999

YANG A, X. LIAO, C. LIU, J. **Harmonic analysis and optimization of the intake system of a gasoline engine using GT-power.**Energy Procedia. V. 14. P. 756-762. 2012

ZOTTIN, W.; TRINDADE, W. ; CLEMENTE, M.; BERTONCINI, R. B. ; DE ALMEIDA, G. M. . **The Application of Virtual Engine in a PSA 1.41 SI Engine.** In: SAE Brasil 2010 CongressandExhibit, 2010.

# APÊNDICE I

## I.1 ASPECTOS GERAIS

É apresentado neste capítulo o procedimento para construção de um modelo numérico com a utilização do GT-POWER. São descritos os blocos disponíveis na biblioteca responsáveis por definir os parâmetros e componentes necessários para o funcionamento do motor de combustão interna modelado. Os blocos são interligados na mesma sequência do escoamento de ar através do motor, isto é, do sistema de admissão até sua exaustão para atmosfera.

Durante a modelagem do motor, as funções apresentam vários parâmetros a serem definidos, e caso ocorra de uma função não necessitar ser usada, a mesma pode ser suprimida, bastando marcar na caixa de diálogos o objeto *ign* (do inglês *ignore*). Dessa forma o software ignora o campo a ser calculado. Outro recurso importante é a caixa de diálogo que carrega um parâmetro com o valor padrão (*default*). Esse recurso é utilizado na falta ou impossibilidade de medir uma condição de contorno, sendo habilitado ao se marcar o objeto *def* (do inglês *default*)., o software calcula o valor do campo, ou utiliza valores pré-determinados em sua biblioteca.

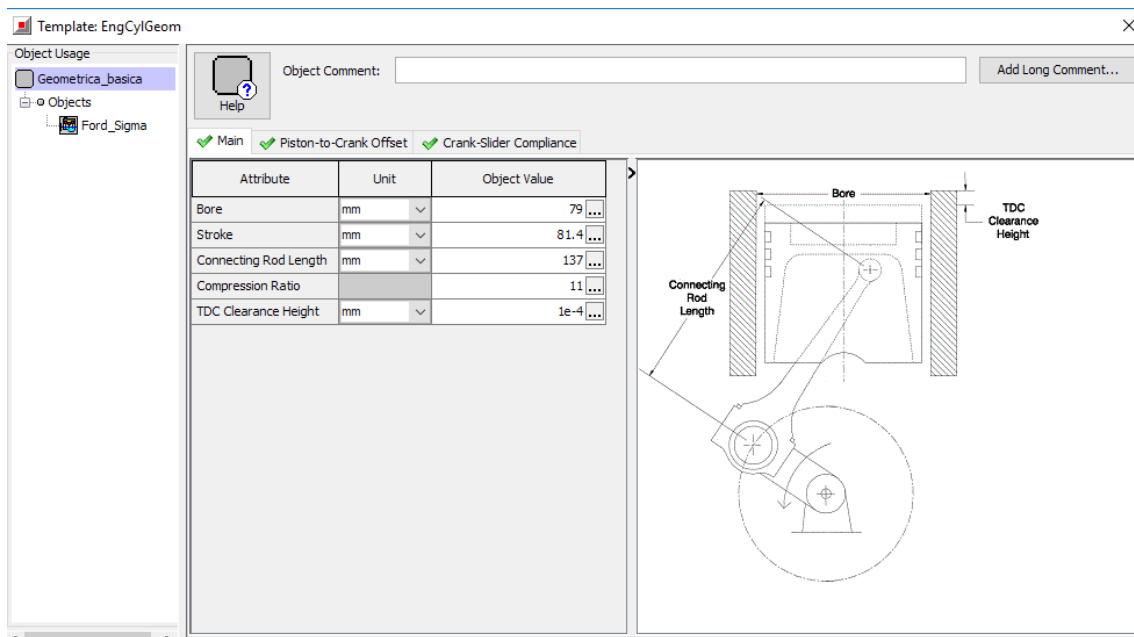
## I.2 CONSTRUÇÃO DO MODELO

Existem ferramentas para descrever os coletores, o cilindro, injetores de combustíveis, as válvulas de admissão e exaustão, a válvula borboleta do acelerador e componentes móveis e fixos do motor, como bloco, cabeçote, biela, etc. Cada bloco é caracterizado por funções que descrevem os fenômenos associados ao mesmo, como a combustão, ou características geométricas necessárias para definição de um componente.

### I.2.1 Modelagem Física do Motor

A implementação do modelo físico do motor é realizado através da função *EngCrankTrain*. Esta função é utilizada para definir as características geométricas do motor, tipo de motor, disposição dos cilindros, ordem de ignição, diâmetro e curso, quantidade de cilindros, fator de atrito, dentre outras informações. Os valores implementados na função são vistos na Figura I.1.

Figura I.1 Configuração da estrutura física do modelo.

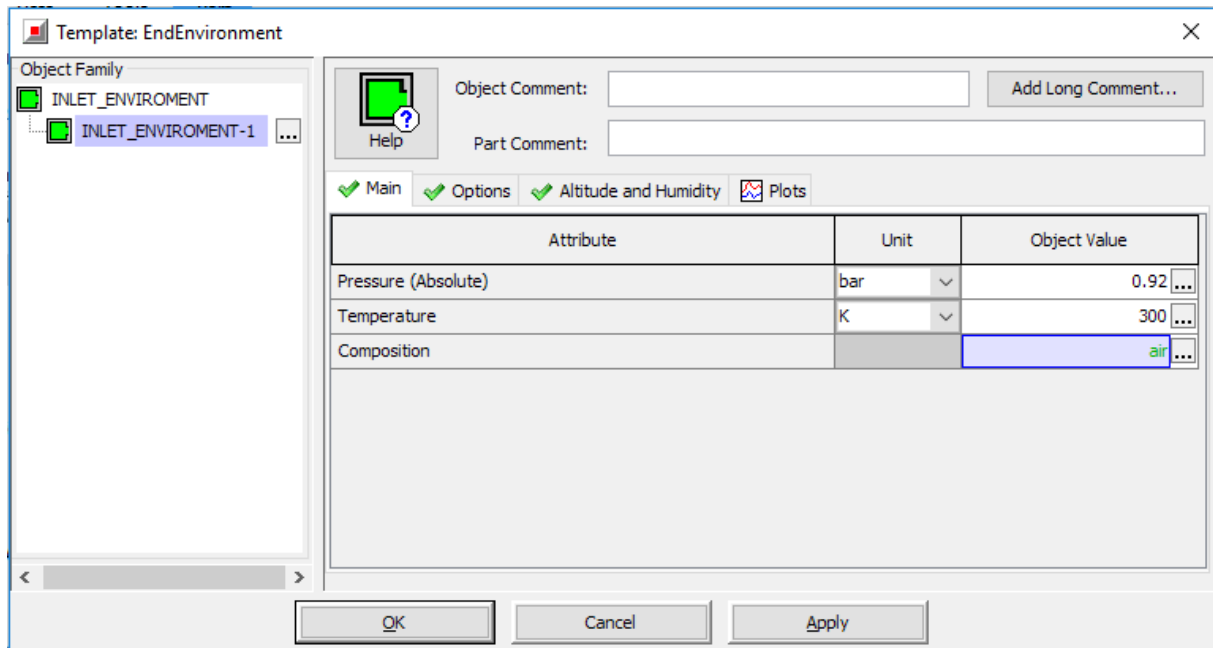


Fonte: Próprio autor

### I.2.2 Modelagem das condições ambientais de contorno

Condições ambientais são definidas pela função *EndEnviroment*. Nesta função são fornecidas a composição do ar, sua pressão, temperatura e umidade relativa. Estas propriedades foram medidas durante os experimentos realizados e usadas como condição de contorno para simulação. Para definir a composição do fluido foi utilizado a composição do ar atmosférico disponível na biblioteca do GT-POWER, recomendada para simulação de motores de combustão interna, cuja composição é simplificada para 76,7% de N<sub>2</sub> e 23,3% de O<sub>2</sub>. A configuração do parâmetro pode ser observado na Figura I.2.

Figura I.2 - Condições iniciais do ar de admissão.



Fonte: Próprio autor

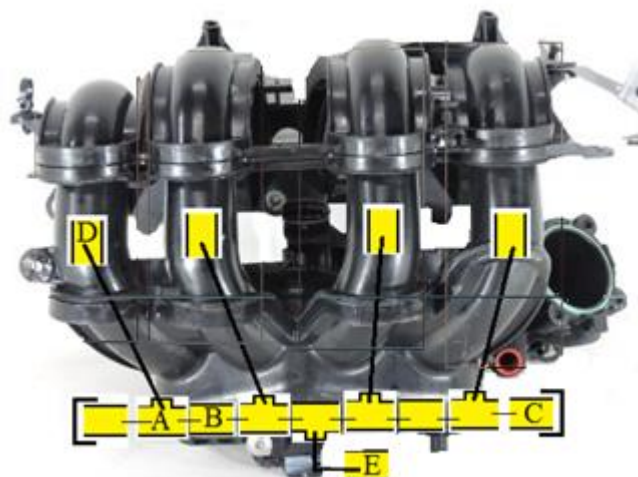
### I.2.3 Modelagem dos condutos

Todo o percurso realizado pelo ar através do motor, desde a sua admissão até o escapamento devem ser descritos pela ferramenta de *GeneralFlowComponents* através da conexão de diversos componentes disponíveis nesta seção da biblioteca. Os coletores de admissão e escape são caracterizados pela área de seção transversal de entrada e saída e o formato (circular, retangular, quadrado, dentre outras), material, rugosidade, comprimento do duto. O estado inicial é descrito pela função *FluidInicialState*, que define as condições de pressão, temperatura e composição inicial do fluido. Devido as simplificações necessárias para a implementação do modelo e adequação dos materiais disponíveis na biblioteca, coeficientes multiplicadores que atuam no cálculo de atrito e transferência de calor do fluido para a parede estão disponíveis para adequar o modelo as condições reais observadas.

Ferramentas que representam interligações dos condutos estão disponíveis na seção de *OrificeConn*, e ferramentas que representam a interligação de mais de uma entrada ou saída (divisões ou junções de escoamento) são descritos pelo objeto *FlowSplitGeneral*.

O coletor de admissão foi modelado no software com as ferramentas *FlowSplitTRight* e *PipeRound*, conforme pode ser visto na Figura I.3 e I.4.

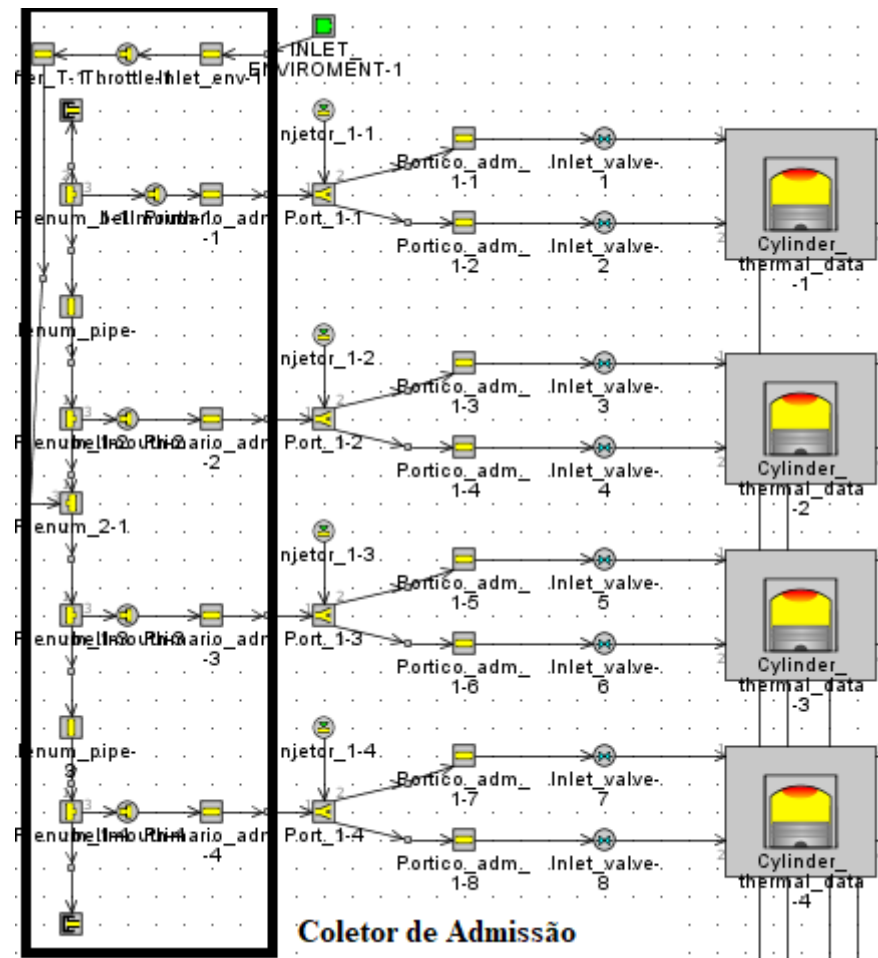
Figura I.3 Coletor de admissão - subdivisão em partes.



Fonte: Próprio autor



Figura I.4 Coletor de admissão - pórticos - cilindros.



Fonte: Próprio autor

As dimensões e rugosidade coletor de admissão podem ser vistas nas Figuras I.5 e I.6.

Figura I.5 Modelagem do coletor de admissão (plenum posição A da Figura I.3).

Help

Object Comment:

Part Comment:

[Add Long Comment...](#)

✓ Main
✓ Thermal
✓ Pressure Drop
 Plots

Attribute	Unit	Object Value	Plenum_1-1 override
<b>Basic Geometry and Initial Conditions</b>			
Diameter	mm	90	<input type="text"/>
Length	mm	50	<input type="text"/>
Surface Area	mm^2	def	<input type="text"/>
Initial State Name		INITIAL_CONDITI...	<input type="text"/>
<b>Surface Finish</b>			
<input type="radio"/> Smooth			
<input checked="" type="radio"/> Roughness from Material		smooth_plastic	<input type="text"/>
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		<input type="text"/>
<b>Additional Geometry Options</b>			
Number of Identical Flowsplits		def (=1.0)	<input type="text"/>

Fonte: Próprio autor

Essa ferramenta é utilizada para descrever a geometria em dutos cilíndricos onde há uma derivação em T com ângulo de 90°. A geometria básica é definida através do diâmetro principal e do comprimento da peça, conforme mostrado na Figura I.5. O diâmetro da derivação, representada pela posição 3, é determinada a partir da peça conectada nele (*link*) que é representado pela posição B da Figura I.3. Parâmetros quantitativos referente a geometria são vistos na Figura I.6.

Figura I.6 Modelagem do coletor de admissão (posição B da figura I.3).

Attribute	Unit	Object Value	Plenum_pipe-1 override
<b>Basic Geometry and Initial Conditions</b>			
Diameter at Inlet End	mm	90	...
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at Inlet)	...
Length	mm	50	...
Discretization Length	mm	40	...
Initial State Name		INITIAL_CONDITION	...
<b>Surface Finish</b>			
<input type="radio"/> Smooth			
<input checked="" type="radio"/> Roughness from Material		smooth_plastic	
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		
<b>Additional Geometry Options</b>			
Radius of Bend	mm	ign	...
Angle of Bend	deg	ign	...
Pipe Elevation Change or 3D Acceleration Object	mm	ign	...
Number of Identical Pipes		def (=1.0)	...

Fonte: Próprio autor

Esta ferramenta é utilizada para descrever o escoamento por tubos cilíndricos. Para parametrização das condições de contorno do escoamento, é necessário informar o diâmetro interno do tubo, comprimento e material de fabricação. A Figura I.7 representa a posição D da Figura I.3.

Figura I.7 Modelagem do conduto primário (parte D da Figura I.3).

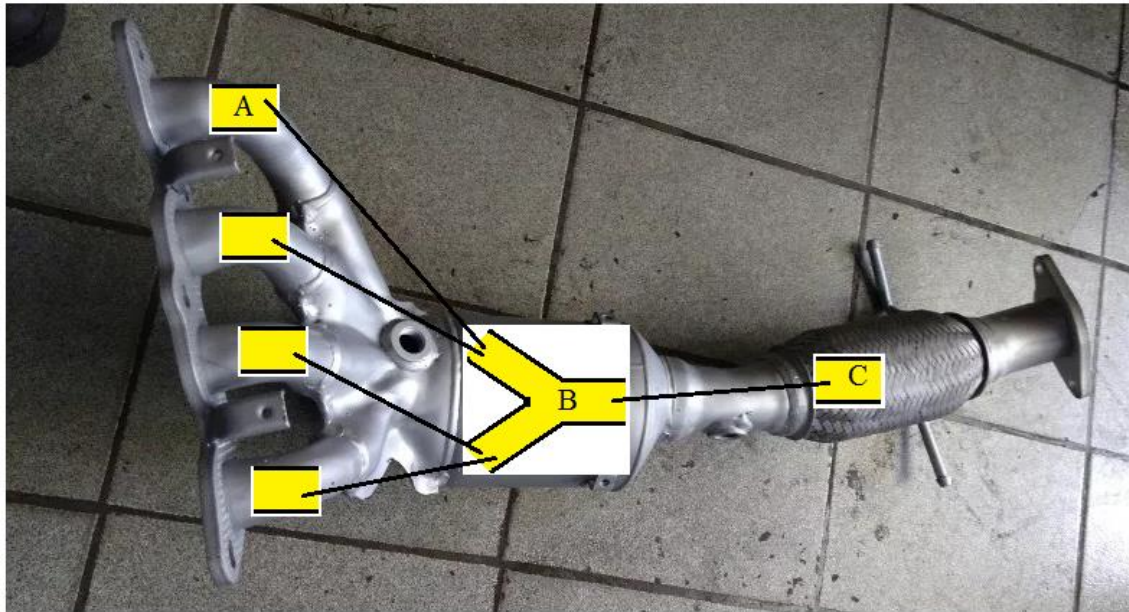
Attribute	Unit	Object Value	Primario_adm-1 override
<b>Basic Geometry and Initial Conditions</b>			
Diameter at Inlet End	mm	40	...
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at Inlet)	...
Length	mm	230	...
Discretization Length	mm	230	...
Initial State Name		INITIAL_CONDITION	...
<b>Surface Finish</b>			
<input type="radio"/> Smooth			
<input checked="" type="radio"/> Roughness from Material		smooth_plastic	
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		
<b>Additional Geometry Options</b>			
Radius of Bend	mm	ign	...
Angle of Bend	deg	ign	...
Pipe Elevation Change or 3D Acceleration Object	mm	ign	...
Number of Identical Pipes		def (=1.0)	...

Fonte: Próprio autor

Os tubos primários representados pela peça posição D da Figura I.3 também foram representados por um tubo cilíndrico, que acopla na derivação do Tê (posição A da Figura I.3) e conduz o escoamento até os pórticos do cabeçote.

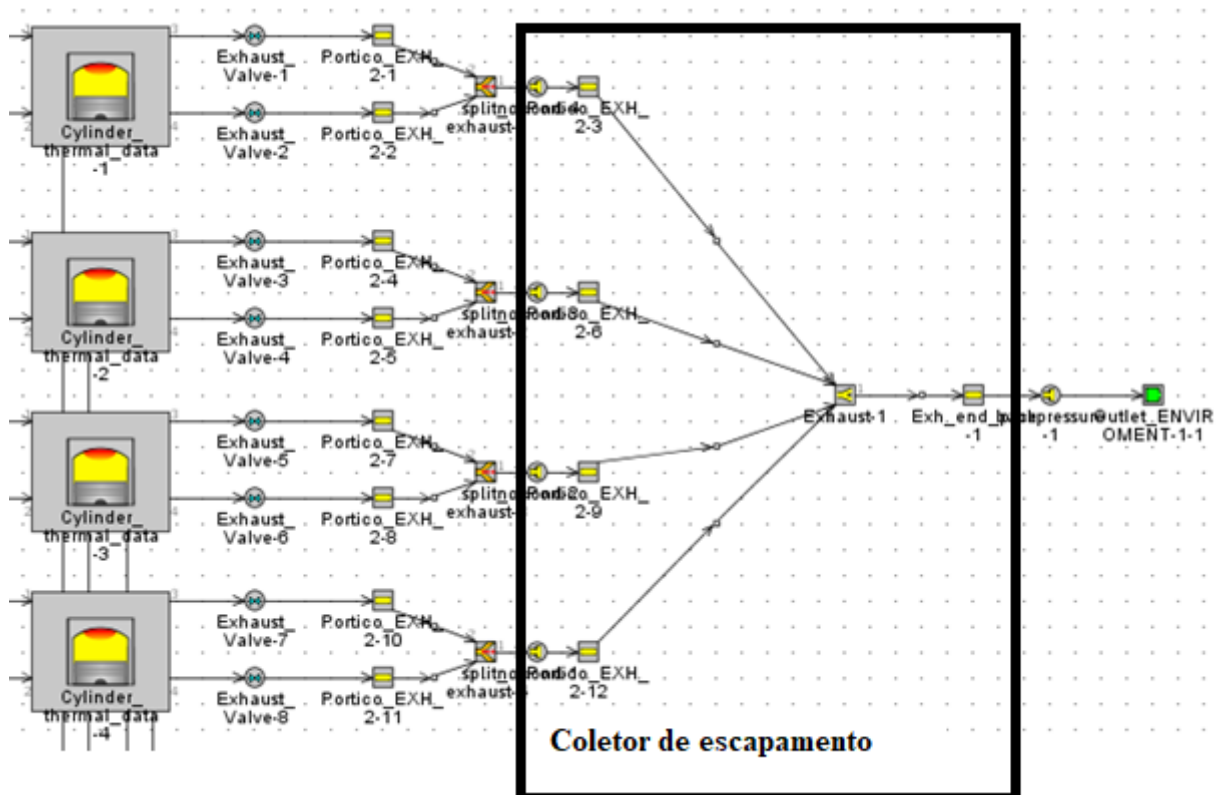
O coletor de escape pode ser observado na Figura I.8 e foi definido com o auxílio dos modelos *FlowSplitGeneral* e *PipeRound*, a montagem final pode ser vista na Figura I.9 e os parâmetros ajustados podem ser observados nas Figuras I.10 e I.11.

Figura I.8 Coletor de escape.



Fonte: Próprio autor

Figura I.9 Coletor de escape.



Fonte: Próprio autor

A modelagem do catalisador é realizada através de uma função específica. Neste trabalho as emissões de poluentes foram medidas sem o catalizador, por essa razão o mesmo não foi implementado no sistema de exaustão.

Figura I.10 Geometria da posição B da figura I.8.

Object Family: Exhaust, Exhaust-1

Object Comment:  Add Long Comment...

Part Comment:

☒ Main 
 ☒ Thermal 
 ☒ Pressure Drop 
 ☒ Boundary Data 
 ☒ Plots

Attribute	Unit	Object Value
<b>Basic Geometry and Initial Conditions</b>		
Volume	mm <sup>3</sup>	=3.14*130 <sup>2</sup> /4*130 ...
Surface Area	mm <sup>2</sup>	def ...
Initial State Name		INITIAL_CONDITION ...
<b>Surface Finish</b>		
<input type="radio"/> Smooth		
<input checked="" type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm	
<b>Additional Geometry Options</b>		
Number of Identical Flowsplits		def (=1.0) ...

OK Cancel Apply

Fonte: Autor

Essa ferramenta descreve o encontro de fluxos em posições e ou quantidade de entradas não disponíveis nas outras ferramentas da biblioteca. Na aba 'main' é necessário definir o volume do escoamento na peça, na aba 'boundary data' é definido a quantidade de entradas e saídas e seus respectivos posicionamentos e diâmetros.

Figura I.11 Ajuste de entradas e saídas da posição B da Figura I.8.

Object Family: Exhaust

Object Comment:

Part Comment:

Help

✓ Main ✓ Thermal ✓ Pressure Drop ✓ Boundary Data Plots

Attribute	Unit	Boundary #1	Boundary #2	Boundary #3	Boundary #4	Boundary #5
Link Name or Number		1...	2...	3...	4...	5...
Angle (Planar Configuration)		0.0...	180.0...	180.0...	180.0...	180.0...
Angle wrt X-axis (3D)						
Angle wrt Y-axis (3D)						
Angle wrt Z-axis (3D)						
Characteristic Length	mm	42.0...	40.0...	40.0...	40.0...	40.0...
Expansion Diameter	mm	32.0...	32.0...	32.0...	32.0...	32.0...

OK Cancel Apply

Fonte: Autor

A válvula borboleta do acelerador foi modelada com a função *OrificeConn*, e os ajustes podem ser observados na Figura I.12.

Figura I.12 Ajustes da válvula borboleta do acelerador.

Template: OrificeConn

Object Family: Throttle

Object Comment:

Part Comment:

Help

✓ Main ✓ Options Plots

Attribute	Unit	Object Value
Hole Diameter	See Cas...	[Throttle]...
Geometric Area	mm^2	def
Wetted Perimeter	mm	def (=circle)
Number of Holes		def (=1.0)...
Forward Discharge Coefficient		def...
Reverse Discharge Coefficient		def...
Hole Thickness	mm	def (=0.0)...
Rounded Corner Radius (only if Discharge Coefficient = "def")	mm	ign...

OK Cancel Apply

Fonte: Próprio autor

Foi criado uma variável para simular a atuação da válvula borboleta. Essa variável foi denominada de *throttle*, (do inglês acelerador). Para condição de WOT seu valor foi definido

como 65 mm, valor igual ao diâmetro da válvula borboleta. Essa função permite realizar o estudo do motor operando em cargas parciais, necessário para a condição onde foram medidas as emissões dos gases.

#### **I.2.4 Modelagem dos eletroinjetores de combustível**

As válvulas injetoras podem ser caracterizadas pela função *InjAFSeqConn*, cujo objeto representa uma função entre a vazão do injetor e a relação ar/combustível baseada na taxa mássica de ar que escoar em um objeto referenciado. Foi determinado que a relação seria baseada na mistura estequiométrica  $\lambda = 1$  e criado a mistura de combustível correspondente a gasolina comercial. Em 2014, ano de execução do teste experimental, a gasolina comercial possui adição de 25% de etanol anidro em volume, sendo por isso denominado de E25. A fase de injeção é referenciada por uma posição angular do virabrequim APMS de compressão, podendo ser controlada pelo início ou final da injeção. Neste trabalho foi escolhido referenciar a fase de injeção pela posição angular do final da mesma. O modelo utilizado pode ser visto na Figura I.13 e I.14.



Figura I.13 Configuração dos eletroinjetores de combustível na aba 'rate'.

Template: InjAFSeqConn

Object Family

- Injetor\_1
  - Injetor\_1-1** ...
  - Injetor\_1-2
  - Injetor\_1-3
  - Injetor\_1-4

Object Comment:

Part Comment:

Help

☒ Rate
 ☒ Timing-General
 ☒ Initialization
 ☒ Nozzle (DI Only)
 ☐ Plots

Attribute	Unit	Object Value	Injetor_1-1 override
Injector Delivery Rate	lb/h	35	<input type="text"/>
Fuel Ratio Specification		Lambda	<input type="text"/>
Fuel Ratio		1	<input type="text"/>
Air Mass Flow Rate Sensor			
<input checked="" type="radio"/> Part Name <input type="radio"/> RLT		Throttle-1	<input type="text"/>
		avgrpm:Ford_Sigma-1	<input type="text"/>
Number of Injectors per Sensor		4	<input type="text"/>
Apply Engine Trapping Ratio to Air Mass Flow Rate		<input type="checkbox"/>	<input type="text"/>

Attributes with part overrides or actuated signal overrides will have this background color

OK Cancel Apply

Fonte: Autor

Nesta aba é referenciado os parâmetros de funcionamento do eletroinjetor, é estipulado a vazão, a especificação da taxa de operação, e um sensor onde será medido o fluxo de ar para que seja atendido a especificação anterior.

Figura I.14 Configuração dos eletroinjetores de combustível aba *timing-general*.

Object Family

- Injetor\_1
- Injetor\_1-1
- Injetor\_1-2
- Injetor\_1-3
- Injetor\_1-4

Object Comment:  Add Long Comment...

Part Comment:

Help

☒ Rate
 ☒ Timing-General
 ☒ Initialization
 ☒ Nozzle (DI Only)

Attribute	Unit	Object Value
Source of Angle		
<input type="radio"/> Attached Cylinder		
<input checked="" type="radio"/> Part on Map		*
<input type="radio"/> Driver Reference Object		
Injection Timing Angle	deg	602
Injection Timing Flag		injection-end
Injector Location (Pipes only)		0
Injected Fluid Temperature	K	300
Fluid Object		E25
Vaporized Fluid Fraction		0.3

Attributes with part overrides or actuated signal overrides will have this background color

OK Cancel Apply

Fonte: Autor

Nesta aba o eletroinjetor é sincronizado com o respectivo cilindro em que deve ser injetado o combustível, também é definido o início ou o fim do tempo de injeção e o combustível a ser injetado.

#### I.2.4 Modelagem da combustão

Os parâmetros ajustados podem ser observados nas Figuras I.15, I.16, I.17 e I.18

Figura I.15 Ajustes da combustão.

Object Comment:

Part Comment:

☒ Main
 ☒ Advanced
 ☐ Plots

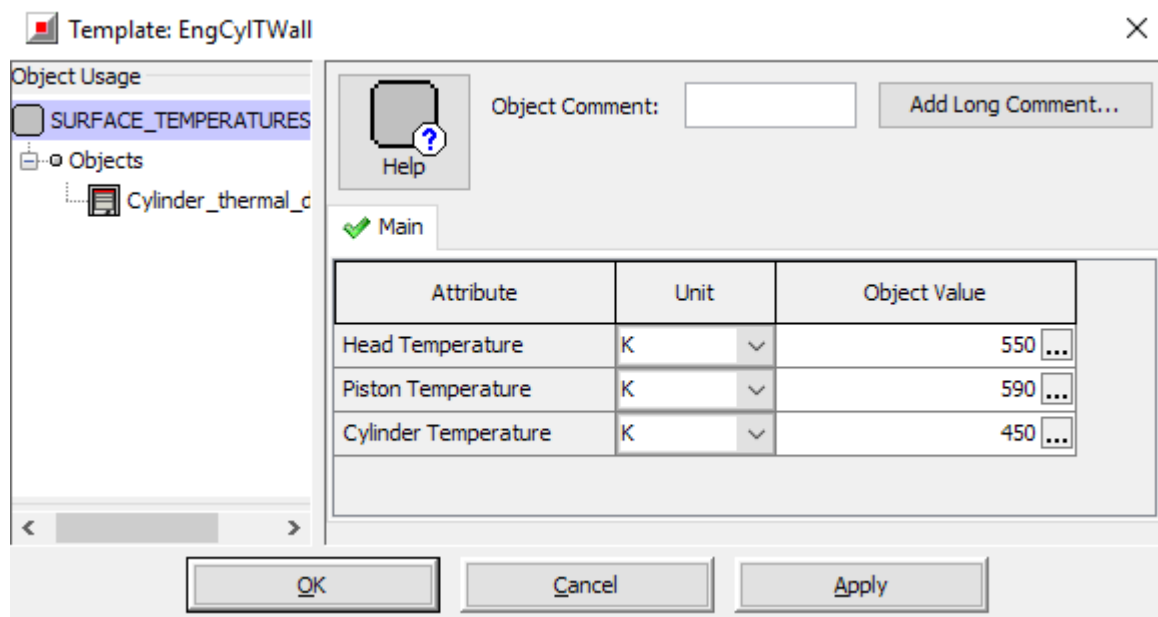
Attribute	Unit	Object Value	Cylinder
Initial State Object		INITIAL_CONDITION	
<input checked="" type="radio"/> Wall Temperature defined by Reference Object <input type="radio"/> Wall Temperature defined by FE Structure part ('EngCylSt...		SURFACE_TEMPERATURES	
Heat Transfer Object		Cylinder_head_transfer	
Flow Object		ign	
Combustion Object		Combustion_parameters	
Measured Cylinder Pressure Analysis Object		ign	
Cylinder Pressure Analysis Mode		off	

Attributes with part overrides or actuated signal overrides will have this background color

Fonte: Próprio autor

A Figura I.15 apresenta a aba principal que rege a combustão do cilindro. Para cada atributo deve ser inserido uma função auxiliar para definir o parâmetro a ser calculado. Nesse momento é definido que o modelo de combustão utilize análise não-preditiva.

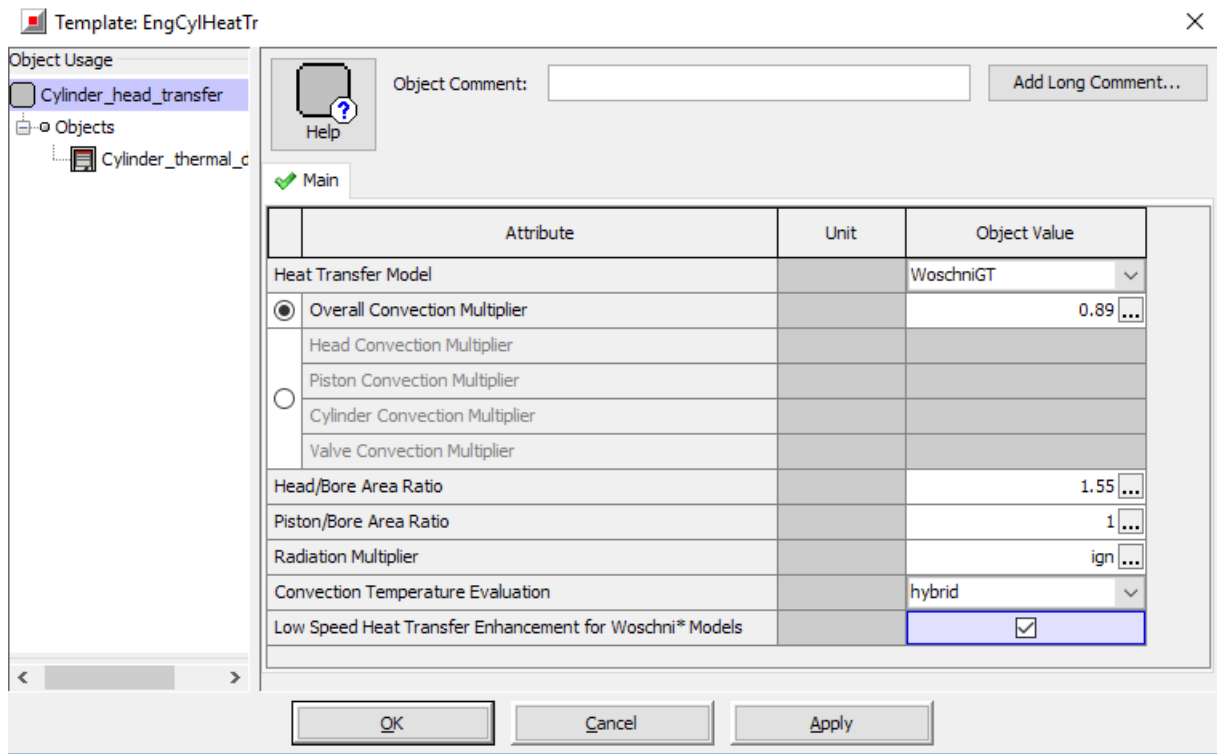
Figura I.16 Temperatura de parede impostas.



Fonte: Próprio autor

A Figura I.16 apresenta a função que define o atributo temperatura das paredes para o modelo de combustão. Foi selecionado a função temperatura das paredes impostas e os valores de entrada foram definidos de acordo com os valores típicos para motores de combustão interna de ignição por centelha, refrigerado à água.

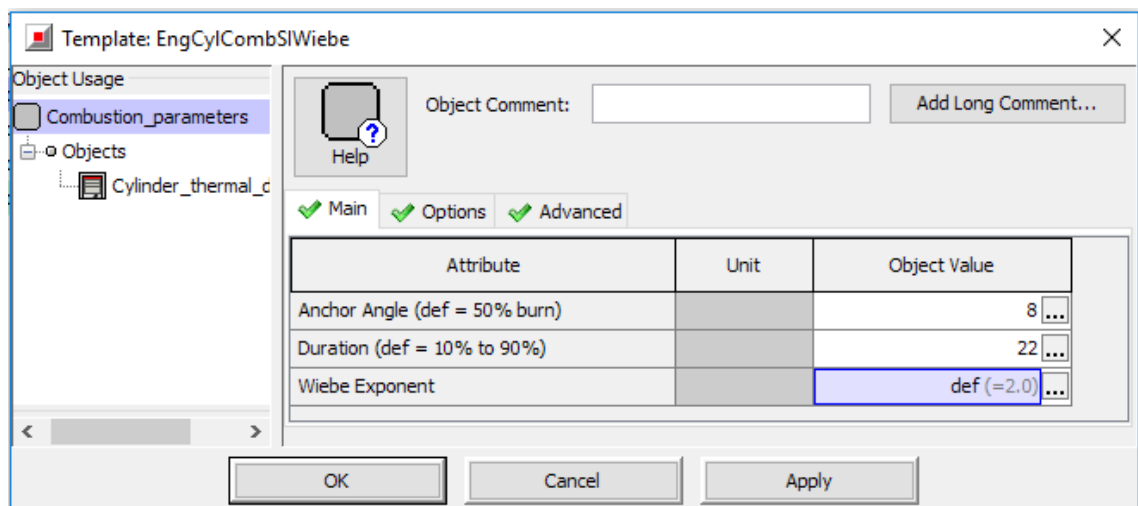
Figura I.17 Método de transferência de calor no cilindro.



Fonte: Próprio autor

A figura I.17 define o método de transferência de calor para o modelo selecionado. Foi escolhido o modelo Woschini, conforme descrito anteriormente.

Figura I.18 Função de Wiebe de combustão.



Fonte: Próprio autor

Definição dos valores de entrada para execução da simulação utilizando a função *SI-Wiebe* apresentada.