



**NELSON PRADO RODRIGUES CRÓ**

**Modelo para Simulação Computacional do Ciclo  
Termodinâmico de Motores de Combustão Interna com  
Ignição por Centelha**

85/2014

**CAMPINAS  
2014**



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**NELSON PRADO RODRIGUES CRÓ**

**Modelo para Simulação Computacional do Ciclo  
Termodinâmico de Motores de Combustão Interna com  
Ignição por Centelha**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ANUNO NELSON PRADO RODRIGUES CRÓ, E ORIENTADA PELO PROF. DR. JANITO VAQUEIRO FERREIRA.

A handwritten signature in black ink that reads "Janito Vaqueiro Ferreira".

**CAMPINAS**  
**2014**

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

C87m Cró, Nelson Prado Rodrigues, 1985-  
Modelo para simulação computacional do ciclo termodinâmico de motores de combustão interna com ignição por centelha / Nelson Prado Rodrigues Cró. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Janito Vaqueiro Ferreira.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Simulação computacional. 2. Termodinâmica. 3. Termodinâmica (Matemática). 4. Motores. 5. Etanol. I. Ferreira, Janito Vaqueiro, 1961-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Model for computer simulation of the thermodynamic cycle of internal combustion engines with spark ignition

**Palavras-chave em inglês:**

Computational modeling

Thermodynamic

Thermodynamic (Mathematic)

Engines

Ethanol

**Área de concentração:** Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Janito Vaqueiro Ferreira [Orientador]

Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

José Ricardo Sodré

**Data de defesa:** 31-07-2014

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**  
**DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

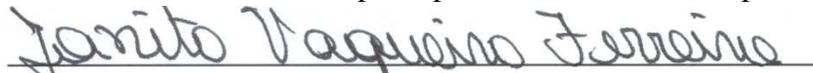
**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

**Modelo para Simulação Computacional do Ciclo  
Termodinâmico de Motores de Combustão Interna com  
Ignição por Centelha**

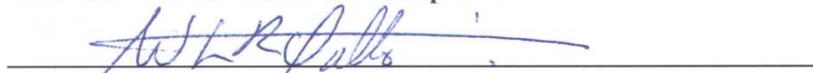
Autor: Nelson Prado Rodrigues Cró

Orientador: Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira

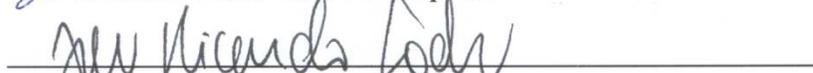
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira, Presidente  
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo  
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. José Ricardo Sodré  
Pontifca Universidade Católica de Minas Gerais

Campinas, 31 de Julho de 2014.

# **DEDICATÓRIA**

Dedico essa dissertação especialmente à minha noiva e companheira Camila Alves Pereira e aos meus queridos familiares.

## **AGRADECIMENTOS**

Esta dissertação jamais teria sido realizada sem a presença das pessoas e entidades as quais neste momento presto as minhas sinceras homenagens.

Aos meus pais por me educarem, me apoiarem e me incentivarem ao longo de minha vida.

Aos meus amigos e parentes, que sempre estiveram ao meu lado me apoiando e compreendendo minha ausência nas horas de lazer dedicadas por mim a este trabalho.

À minha noiva por todo o seu amor, o seu apoio e a sua confiança em mim, me tornando um homem cada vez mais feliz.

Ao meu orientador, o professor Dr. Janito Vaqueiro Ferreira, por me aconselhar sabiamente sobre os caminhos a serem seguidos na elaboração dessa dissertação e por me proporcionar uma ótima estrutura para o desenvolvimento da mesma.

Ao professor Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo pelas contribuições e sugestões no desenvolvimento do trabalho.

À empresa Thyssenkrupp Metalúrgica Campo Limpo Ltda. pelo financiamento e pelas sugestões ao projeto de mestrado que em muito colaboraram no desenvolvimento do mesmo.

## RESUMO

Este trabalho descreve o desenvolvimento de um modelo de simulação computacional para motores de combustão interna com ignição por centelha que inclui o processo de combustão com duração finita, a transferência de calor instantânea entre o fluido operante e as paredes dos cilindros e os processos de admissão e de escape. O modelo de simulação desenvolvido realiza os cálculos de propriedades termodinâmicas de cada uma das substâncias envolvidas no processo a cada instante discretizado do ciclo termodinâmico do motor a partir de dados de entrada relacionados ao motor e ao regime de operação que se deseja avaliar. O algoritmo tem por resultado os perfis de temperatura e pressão instantâneas dos gases no interior dos cilindros em função do ângulo do eixo de manivelas e o diagrama da pressão instantânea pelo volume instantâneo no intervalo de um ciclo do motor. O algoritmo também contempla campos para inserção de dados relativos a determinados parâmetros de projeto de motor que permitem a avaliação da influência da variação dos referidos parâmetros nas características de desempenho do motor simulado.

*Palavras Chave:* modelos de simulação computacional, modelo termodinâmico, motores de ignição por centelha, etanol.

## **ABSTRACT**

This work describes the development of a computational simulation model for internal combustion engines with spark ignition which includes the combustion process with finite duration, the instantaneous heat transfer between the working fluid and the cylinder walls and the intake and exhaust processes. The simulation model developed calculates the thermodynamic properties of each element involved in the process at every discretized instant of the engine cycle using as input the data related to the engine and to its intended operating regime. The simulation model has as a result the instantaneous temperature and pressure profiles inside of the cylinder as a function of the crankshaft angle and the diagram of instantaneous pressure by instantaneous volume in the range of one cycle. The algorithm also includes a variation range of certain parameters of the engine project to evaluate the influence of each one of these parameters in its performance characteristics.

*Key Words:* computational modeling, thermodynamic model, spark ignition engines, ethanol fuel.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

2.1 - Modelo de ciclo ideal OTTO quatro tempos (GALLO, 2010). .....	5
3.1 - Geometria de um motor convencional .....	19
3.2 - Perfil adimensional de elevação das válvulas de admissão e de escape .....	21
3.3 - Geometria típica de uma válvula.....	23
3.4 - Regimes de escoamento distintos dependentes da elevação das válvulas .....	23
5.1 - Avaliação de uma condição específica de funcionamento do motor – Diagrama de blocos	47
5.2 - Avaliação de um determinado parâmetro Z sobre os resultados – Diagrama de blocos.....	48
5.3 - Avaliação de um par ou um conjunto de parâmetros sobre os resultados –Diagrama de blocos .....	49
6.1 - Dados relativos às grandezas geométricas do motor.....	60
6.2 - Dados relativos às grandezas de projeto do motor – Estratégia de elevação das válvulas ....	61
6.3 - Resultados referentes à Função de Wiebe.....	62
6.4 - Resultados relativos ao coeficiente de película e à transferência de calor instantânea.....	63
6.5 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape.....	64
6.6 - Coeficientes de descarga em função da elevação adimensional das válvulas e da direção do escoamento .....	65
6.7 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo .....	67
6.8 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo – Log-Log .....	67
6.9 - Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Compressão .....	68
6.10 - Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Combustão.....	68
6.11 - Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Expansão .....	68
6.12- Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Escape.....	69
6.13 - Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Admissão .....	69
6.14 - Temperatura instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processos de Combustão, Expansão e Escape.....	70

6.15 - Temperatura instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processos de Admissão, Compressão e Combustão .....	70
6.16 - Rendimentos em função da Velocidade de Rotação .....	71
6.17 - Rendimentos em função do Coeficiente de Ar Teórico .....	71
6.18 - Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em função da velocidade de rotação.....	73
6.19 - Temperatura instantânea em função da velocidade de rotação .....	74
6.20 - Pressão instantânea em função da velocidade de rotação .....	74
6.21 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função da velocidade de rotação .....	75
6.22 - Rendimentos em função da velocidade de rotação .....	75
6.23 - Fração de gás residual em função da velocidade de rotação.....	76
6.24 - Pressões médias em função da velocidade de rotação .....	77
6.25 - Potências médias em função da velocidade de rotação.....	78
6.26 - Curvas de desempenho indicado em função da velocidade de rotação.....	78
6.27 - Curvas de desempenho efetivo em função da velocidade de rotação .....	79
6.28 - Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape em função da pressão de admissão .....	80
6.29 - Fração de gás residual em função da pressão de admissão .....	81
6.30 - Temperatura instantânea em função da pressão de admissão .....	82
6.31 - Pressão instantânea em função da pressão de admissão .....	82
6.32 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função da pressão de admissão .....	83
6.33 - Trabalho de bombeamento em função da pressão de admissão.....	84
6.34 - Rendimentos em função da pressão de admissão .....	84
6.35 - Pressões médias em função da pressão de admissão.....	85
6.36 - Potências médias em função da pressão de admissão .....	86
6.37 - Curvas de desempenho indicado em função da pressão de admissão.....	86
6.38 - Curvas de desempenho efetivo em função da pressão de admissão .....	87
6.39 - Mapa de torque indicado .....	88
6.40 - Mapa de potência indicada .....	88
6.41 - Mapa de rendimento térmico indicado.....	89
6.42 - Mapa de consumo específico de combustível indicado .....	89

6.43 - Mapa de torque efetivo.....	90
6.44 - Mapa de potência efetiva.....	90
6.45 - Mapa de rendimento térmico efetivo .....	91
6.46 - Mapa de consumo específico de combustível efetivo .....	91
A.1 - Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em do ponto de ignição .....	101
A.2 - Temperatura instantânea em função do ponto de ignição .....	102
A.3 - Pressão instantânea em função do ponto de ignição .....	103
A.4 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função do ponto de ignição .....	103
A.5 - Rendimentos em função do ponto de ignição .....	104
A.6 - Fração de gás residual em função do ponto de ignição.....	105
A.7 - Função de Wiebe para ponto de ignição 336° .....	106
A.8 - Pressões médias em função do ponto de ignição .....	106
A.9 - Potências médias em função do ponto de ignição.....	107
A.10 - Curvas de desempenho indicado em função do ponto de ignição.....	107
A.11 - Curvas de desempenho efetivo em função do ponto de ignição .....	108
B.1 - Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em da taxa de compressão .....	109
B.2 - Temperatura instantânea em função da taxa de compressão.....	110
B.3 - Pressão instantânea em função da taxa de compressão .....	110
B.4 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função da taxa de compressão.....	111
B.5 - Fração de gás residual em função da taxa de compressão.....	111
B.6 - Rendimentos em função da taxa de compressão .....	112
B.7 - Pressões médias em função da taxa de compressão .....	113
B.8 - Potências médias em função da taxa de compressão.....	113
B.9 - Curvas de desempenho indicado em função da taxa de compressão .....	114
B.10 - Curvas de desempenho efetivo em função da taxa de compressão .....	114

C.1 - Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em do coeficiente de ar teórico .....	115
C.2 - Temperatura instantânea em função do coeficiente de ar teórico .....	116
C.3 - Pressão instantânea em função do coeficiente de ar teórico.....	116
C.4 - Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função do coeficiente de ar teórico.....	117
C.5 - Rendimentos em função do coeficiente de ar teórico.....	117
C.6 - Fração de gás residual em função do coeficiente de ar teórico .....	118
C.7 - Pressões médias em função do coeficiente de ar teórico.....	118
C.8 - Potências médias em função do coeficiente de ar teórico .....	119
C.9 - Curvas de desempenho indicado em função do coeficiente de ar teórico.....	120
C.10 - Curvas de desempenho efetivo em função do coeficiente de ar teórico.....	120

## LISTA DE TABELAS

3.1 - Constantes $C_n$ , $D_n$ e $E_n$ para determinação do $c_p(T)$ .....	31
3.2 - Entalpias de formação $h_f$ das substâncias envolvidas no processo .....	31
3.3 - Coeficientes para determinação do coeficiente de descarga $Cd(\theta)$ .....	40
6.1 - Dados de entrada utilizados no modelo de simulação .....	58

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

### *Letras Latinas*

$a_1, a_2, a_3$	Constantes para determinação da elevação das válvulas	[adimensional]
$a_w$	Parâmetro eficiência da combustão da função de Wiebe	[adimensional]
$A$	Área instantânea do cilindro	[mm <sup>2</sup> ]
$A_p$	Área da face do pistão	[mm <sup>2</sup> ]
$A_v$	Área instantânea de escoamento através das válvulas	[mm <sup>2</sup> ]
$b_1, b_2, b_3$	Constantes para determinação da elevação das válvulas	[adimensional]
$B_0, B_1, \dots, B_5$	Constantes para determinação do coeficiente de descarga	[adimensional]
$c_1, c_2, c_3$	Constantes para determinação da elevação das válvulas	[adimensional]
$c_p$	Calor específico à pressão constante em base molar	[J/mol/K]
$c_v$	Calor específico a volume constante em base molar	[J/mol/K]
$C_1, C_2, \dots, C_{10}$	Constantes para determinação do $c_p$ das substâncias	[adimensional]
$C_d$	Coefficiente de descarga	[adimensional]
$CEC$	Consumo específico de combustível	[g/kW/h]
$d$	Diâmetro do cilindro	[mm]
$d_{hv}$	Diâmetro da haste da válvula	[mm]
$d_v$	Diâmetro nominal da válvula	[mm]
$D$	Deslocamento instantâneo do pistão	[mm]
$D_1, D_2, \dots, D_{10}$	Constantes para determinação do $c_p$ das substâncias	[adimensional]
$D_m$	Comprimento da câmara de combustão	[mm]
$e_v$	Elevação instantânea das válvulas	[mm]
$E_1, E_2, \dots, E_{10}$	Constantes para determinação do $c_p$ do etanol anidro	[adimensional]
$f$	Fração molar de gás residual	[adimensional]
$f' e f''$	Fração molar de gás residual estimado e calculado	[adimensional]
$f_m$	Fração mássica	[adimensional]
$f_M$	Fração molar	[adimensional]
$f_v$	Fração volumétrica	[adimensional]

$F_1, F_2, F_3$ e $F_4$	Constantes para determinação do coeficiente de película	[adimensional]
$h$	Entalpia da substância em base molar	[J/mol]
$h_c$	Entalpia de combustão da substância	[J/mol]
$h_e$	Entalpia da massa de mistura entrando no cilindro	[J/mol]
$h_f$	Entalpia de formação da substância	[J/mol]
$h_p$	Coefficiente de película instantâneo	[W/m <sup>2</sup> /K]
$h_s$	Entalpia da massa de mistura saindo do cilindro	[J/mol]
$H$	Entalpia da substância	[J]
$k$	Razão dos calores específicos a pressão constante	[adimensional]
$l$	Comprimento da biela	[mm]
$L$	Curso do pistão	[mm]
$m$	Massa	[kg]
$m_c$	Massa de combustível	[kg]
$m_w$	Parâmetro de forma da função de Wiebe	[adimensional]
$M$	Mol aparente ou massa molar	[kmol/kg]
$n$	Variável de contagem	[adimensional]
$n_{cil}$	Número de cilindros do motor	[adimensional]
$n_M$	Quantidade molar	[mol]
$N$	Frequência de rotação do motor	[RPM]
$Nm$	Potência média durante o ciclo termodinâmico do motor	[W]
$P$	Pressão instantânea dos gases no interior do cilindro	[N/m <sup>2</sup> ]
$P_o$	Pressão atmosférica	[N/m <sup>2</sup> ]
$P_{adm}$	Pressão dos gases no coletor de admissão	[N/m <sup>2</sup> ]
$PCI$	Poder calorífico inferior em base mássica	[MJ/kg]
$P_{esc}$	Pressão dos gases no coletor de escape	[N/m <sup>2</sup> ]
$Pm$	Pressão média dos gases durante o ciclo termodinâmico	[N/m <sup>2</sup> ]
$P_x$	Pressão dos gases à montante do escoamento	[N/m <sup>2</sup> ]
$P_y$	Pressão dos gases à jusante do escoamento	[N/m <sup>2</sup> ]
$Q$	Energia em forma de calor	[J]
$Q_c$	Energia fornecida pela queima do combustível	[J]
$Q_p$	Energia trocada entre os gases e as paredes do cilindro	[J]

$r$	Coeficiente para determinação da elevação das válvulas	[adimensional]
$r_{ac}$	Razão ar/combustível real	[adimensional]
$r_{acE}$	Razão ar/combustível estequiométrica	[adimensional]
$R$	Raio do eixo de manivelas	[mm]
$R_$	Constante universal do gás ideal	[J/mol/K]
$T$	Temperatura média instantânea dos gases no interior do cilindro	[K]
$T_o$	Temperatura ambiente	[K]
$TC$	Taxa de compressão geométrica	[adimensional]
$Tm$	Torque médio durante o ciclo termodinâmico do motor	[N*m]
$T_p$	Temperatura das paredes do cilindro	[K]
$T_x$	Temperatura dos gases à montante do escoamento	[K]
$T_y$	Temperatura dos gases à jusante do escoamento	[K]
$u$	Energia interna da substância em base molar	[J/mol]
$U$	Energia interna da substância	[J]
$v$	Volume específico da substância	[m <sup>3</sup> /kg]
$vv$	Quantidade de válvulas por cilindro	[adimensional]
$V$	Volume instantâneo dos gases no interior do cilindro	[mm <sup>3</sup> ]
$V_c$	Volume da cilindrada	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{max}$	Volume máximo do cilindro	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{min}$	Volume mínimo do cilindro	[mm <sup>3</sup> ]
$V_p$	Velocidade média do pistão	[m/s]
$x$	Parâmetro da relação para cálculo do rendimento mecânico / ABNT NBR-5477	[adimensional]
$X_w$	Fração de massa queimada – Função de Wiebe	[adimensional]
$y$	Parâmetro da relação para cálculo do rendimento mecânico / ABNT NBR-5477	[adimensional]
$YD_v$	Elevação adimensional da válvula	[adimensional]
$YD_{vmax}$	Elevação adimensional máxima da válvula	[adimensional]
$z$	Coeficiente para cálculo da área de abertura das válvulas	[mm]
$Z_1, Z_2, \dots, Z_n$	Parâmetros avaliados na simulação	[adimensional]
$W$	Energia na forma de trabalho	[J]

$W_{Lciclo}$  Trabalho líquido médio durante o ciclo termodinâmico do motor [J]

### **Letras Gregas**

$\alpha$	Ângulo do eixo de manivelas referente a abertura da válvula	[°]
$\alpha_T$	Duração angular da elevação da válvula	[°]
$\Delta\theta_c$	Duração angular da combustão	[°]
$\chi$	Erro admissível para convergência do algoritmo	[adimensional]
$\gamma$	Razão entre os calores específicos	[adimensional]
$\eta_c$	Eficiência da combustão	[adimensional]
$\eta_{cmax}$	Eficiência máxima da combustão	[adimensional]
$\eta_{mec}$	Rendimento mecânico do motor	[adimensional]
$\eta_t$	Rendimento térmico do motor	[adimensional]
$\eta_v$	Rendimento volumétrico do motor	[adimensional]
$\varphi$	Ângulo da biela	[°]
$\lambda$	Coefficiente de ar teórico	[adimensional]
$\mu$	Constante para determinação da elevação das válvulas	[adimensional]
$\pi$	Constante matemática pi	[adimensional]
$\theta$	Ângulo do eixo de manivelas	[°]
$\theta_1$ e $\theta_2$	Ângulos do eixo de manivelas que definem o incremento $d\theta$	[°]
$\theta_{ci}$	Ângulo do eixo de manivelas referente ao início da combustão	[°]
$\theta_{cf}$	Ângulo do eixo de manivelas referente ao final da combustão	[°]
$\theta_{vi}$	Ângulo do eixo de manivelas referente ao início da elevação da válvula	[°]
$\rho$	Massa específica ou densidade da substância	[kg/m <sup>3</sup> ]

### **Siglas**

<b>ABNT</b>	Associação Brasileira de Normas Técnicas
<b>CFR</b>	Cooperative Fuels Research
<b>CONAMA</b>	Conselho Nacional do Meio Ambiente

<i>EGR</i>	Exhaust Gas Recirculation
<i>GDI</i>	Gasoline Direct Injection
<i>IFP</i>	Institut Français du Pétrole
<i>QUB</i>	The Queen's University of Belfast
<i>PROCONVE</i>	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores

# SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO .....	1
1.1 - Objetivo do Trabalho .....	2
1.2 - Desenvolvimento.....	2
2 - REVISÃO DA LITERATURA.....	5
2.1 - Aspectos Gerais.....	5
2.1 - Classificação dos Modelos Matemáticos de Motores de Combustão Interna.....	7
2.2.1 - Modelos Zero-Dimensionais de Motores de Combustão Interna.....	9
2.2.2 - Modelos Quase-Dimensionais de Motores de Combustão Interna .....	13
2.2.3 - Modelos Multidimensionais de Motores de Combustão Interna .....	15
3 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....	19
3.1 - Equacionamento da Geometria do Motor .....	19
3.2 - Balanceamento da Equação de Combustão.....	24
3.3 - Modelo do Gás Ideal .....	28
3.4 - Calores Específicos à Pressão Constante .....	30
3.5 - Cálculo das Propriedades Termodinâmicas das Substâncias.....	31
3.6 - Cálculo das Razões dos Calores Específicos .....	32
3.7 - Transferência de Calor entre o Fluido Operante e as Paredes do Cilindro .....	33
3.8 - Processo de Combustão com Duração Finita.....	35
3.9 - Processos de Admissão e de Escape .....	37
4 - MODELO TERMODINÂMICO .....	41
4.1 - Fase Fechada .....	41
4.2 - Fase Aberta.....	43
4.3 - Hipóteses .....	44

5 - MODELO DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	47
5.1 - Dados de Entrada .....	50
5.2 - Cálculos Preliminares.....	50
5.3 - Fase Fechada .....	51
5.4 - Fase Aberta.....	52
5.5 - Verificação de Convergência .....	53
5.6 - Cálculo dos Resultados .....	56
5.7 - Verificação de Conclusão.....	56
5.8 - Impressão dos Resultados .....	57
6 - RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	59
6.1 – Aspectos Gerais .....	60
6.2 - Comparação dos Resultados Obtidos pelo Modelo Desenvolvido com os da Literatura .....	64
6.3 - Análise Paramétrica do Modelo .....	72
6.3.1 – Influência da Velocidade de Rotação .....	72
6.3.2 - Influência da Carga Aplicada.....	79
6.3.3 – Mapas de Desempenho.....	87
7 – CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	93
7.1 - Conclusão.....	93
7.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	94
REFERÊNCIAS .....	97
ANEXOS .....	101
Anexo A - Influência do Ponto de Ignição .....	101
Anexo B - Influência da Taxa de Compressão.....	108
Anexo C - Influência do Coeficiente de Ar Teórico .....	115

# 1 – INTRODUÇÃO

Atualmente, a redução no consumo de combustível e a redução dos níveis de emissões são um dos principais objetivos e também um dos principais desafios na pesquisa e no desenvolvimento de motores de combustão interna pelo mundo. No Brasil existem dois programas expressivos que regulamentam e promovem essas reduções, sendo eles o programa *PROCONVE* (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) e, mais recentemente, o programa *INOVAR-AUTO*. Para alcançar as metas estipuladas pelos referidos programas, diferentes técnicas que buscam aperfeiçoar os motores de combustão interna têm sido propostas e utilizadas. No caso dos motores de combustão interna com ignição por centelha, as principais técnicas que veem sendo pesquisadas são: injeção direta de combustível na câmara de combustão, sobrealimentação, turboalimentação, redução da cilindrada, comando de válvulas variável, taxa de compressão variável, administração de mais de um combustível, entre outras.

As diversas possibilidades de ajuste e calibração a partir do uso dessas técnicas associadas aos cada vez mais reduzidos recursos e tempo dispendidos na calibração dos motores impõem as companhias, as universidades e aos centros de pesquisa pelo mundo o uso cada vez mais frequente de modelos matemáticos que simulam o funcionamento desses motores. Nesse sentido, existem diversos programas comerciais que foram desenvolvidos com a finalidade de simular o funcionamento dos motores com grande precisão e alto nível de detalhamento. No entanto, em sua grande maioria, esses programas permitem ao usuário informar os dados de entrada necessários à análise desejada sem permitir acesso ilimitado à edição e configuração de alguns dos modelos utilizadas pelo algoritmo. Sendo assim, muitas pesquisas baseadas em tecnologias disruptivas em relação aos projetos convencionais de motores são limitadas e, em algumas vezes, até mesmo impossibilitadas.

Assim, essa dissertação pretende apresentar o desenvolvimento de um modelo matemático zero-dimensional para simulação do ciclo termodinâmico de motores de combustão interna com ignição por centelha se utilizando da linguagem de programação *MATLAB*. O uso desse modelo deve servir como um ferramental de grande utilidade nos estudos preliminares de alterações de projeto e/ou concepção de novos motores, visando principalmente análises de cunho qualitativo.

Análises quantitativas fidedignas serão possíveis apenas após a calibração do modelo proposto a partir de dados experimentais.

## **1.1 - Objetivo do Trabalho**

O objetivo da presente dissertação é apresentar o desenvolvimento de um modelo matemático zero-dimensional para simulação computacional do ciclo termodinâmico de motores de combustão interna com ignição por centelha. O modelo incorpora o processo de combustão com duração finita, o processo de transferência de calor instantânea entre o fluido operante e as paredes dos cilindros e os processos de admissão e de escape. A partir desse modelo, espera-se obter resultados relativos ao ciclo termodinâmico do motor para diferentes regimes de operação e configurações de projeto. Dessa forma, além de se apresentar um modelo de simulação computacional de motores de combustão interna de grande valia nos estudos relativos ao desenvolvimento de motores, pretende-se com essa dissertação apresentar e entender as principais modelagens pertinentes ao ciclo termodinâmico de funcionamento de motores de combustão interna com ignição por centelha.

## **1.2 – Desenvolvimento**

Encontra-se no *Capítulo 2* dessa dissertação a revisão bibliográfica referente aos modelos matemáticas que representam o ciclo termodinâmico em motores de combustão interna existentes na literatura. Assim, apresenta-se um breve histórico da evolução desses modelos desde a invenção dos motores até os dias atuais. Em seguida, esses modelos são classificados de acordo com a complexidade e a configuração do código do algoritmo distinguindo-os em modelos zero-dimensionais, quasi-dimensionais e multidimensionais. Finalmente, apresentam-se os trabalhos mais relevantes nessas categorias explorando-se as informações pertinentes e de interesse no desenvolvimento do algoritmo do presente trabalho.

No *Capítulo 3* apresentam-se os fundamentos teóricos básicos necessários ao desenvolvimento de um modelo matemático zero-dimensional de simulação computacional do ciclo termodinâmico de um motor de combustão interna com ignição por centelha. São eles: o equacionamento da geometria do motor, o balanceamento da equação de combustão, o modelo de gás ideal, a obtenção dos calores específicos à pressão constante, os cálculos das propriedades termodinâmicas das substâncias, o cálculo da razão dos calores específicos, a modelagem da transferência de calor do fluido operante com as paredes dos cilindros, a modelagem do processo de combustão com duração finita e o modelo de escoamento dos gases através das válvulas de escape e de admissão. O modelo termodinâmico utilizado no algoritmo, baseado nos fundamentos teóricos e na primeira lei da termodinâmica, seja para um sistema fechado ou para um volume de controle, é apresentado no *Capítulo 4*.

No *Capítulo 5* descrevem-se cada uma das etapas do modelo de simulação computacional do motor, sendo elas: os dados de entrada, os cálculos preliminares, as fases aberta e fechada do ciclo termodinâmico do motor, a verificação de convergência do algoritmo, o cálculo dos resultados, a verificação da conclusão e a impressão dos resultados.

No *Capítulo 6* são apresentados os resultados da simulação referente a um motor, cujos dados de projeto são conhecidos e apresentados no texto da dissertação, em um determinado regime de operação que permitiu sua comparação com dados encontrados na literatura. Além disso, apresenta-se uma análise paramétrica do motor de maneira a avaliar a influência da variação de importantes parâmetros do motor em seu desempenho e assim verificar a coerências dos resultados encontrados. Os parâmetros abordados são velocidade de rotação do eixo de manivelas e pressão de admissão. Outros importantes parâmetros do motor têm os resultados de suas análises paramétricas apresentados nos Anexos dessa dissertação

Finalmente, no *Capítulo 7* são apresentadas as conclusões referentes ao estudo efetuado pela presente dissertação e as sugestões para trabalhos futuros.

## 2 – REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 – Aspectos Gerais

Os estudos relativos aos motores de combustão interna, especificamente sobre o princípio de funcionamento do ciclo em quatro tempos, tiveram início com o francês Beau de Rochas, em 1862. O alemão Nikolaus August Otto avançou nos estudos propostos por Beau de Rochas e construiu o motor utilizando o referido conceito, em 1876. Desde então, modelos que visam representar e simular os fenômenos físicos e químicos que ocorrem no interior dos cilindros dos motores tem sido buscados incessantemente por pesquisadores e profissionais da área. Os primeiros modelos desenvolvidos foram denominados modelos de ciclos ideais, dentre os quais se encontra o modelo de ciclo ideal Otto quatro tempos representado na *Fig. 2.1*.

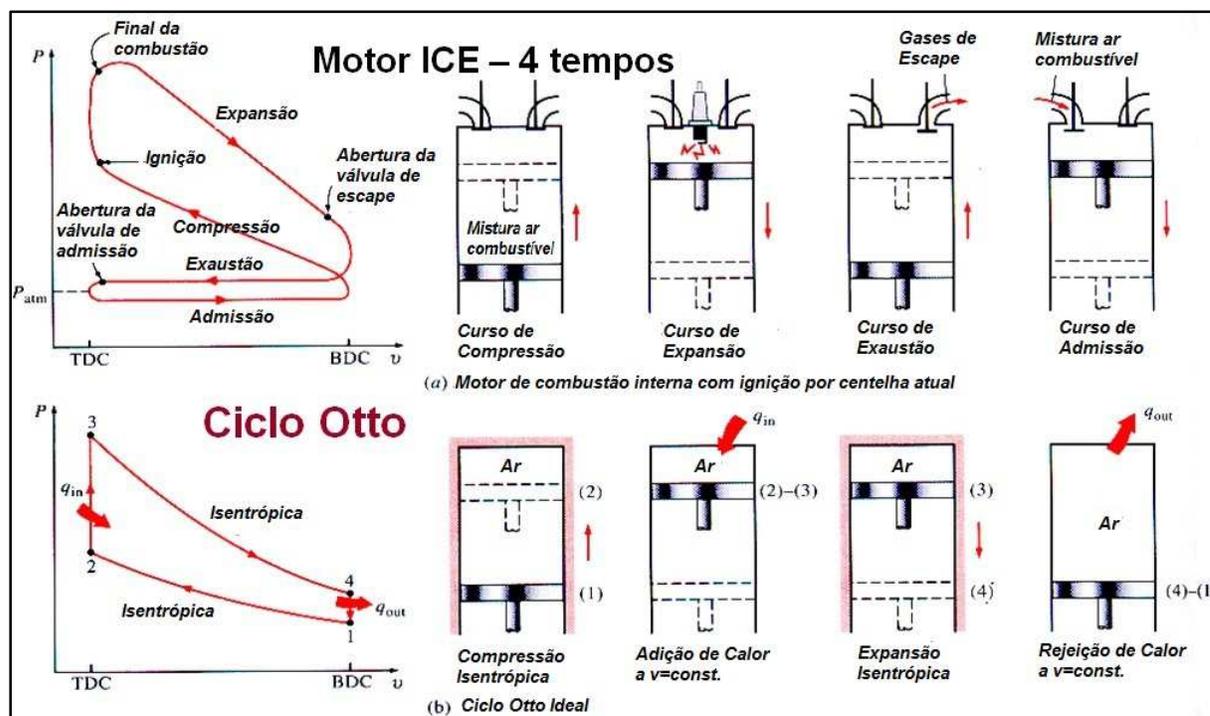


Figura 2.1 – Modelo de ciclo ideal OTTO quatro tempos (GALLO, 2010).

No modelo de ciclo ideal Otto de quatro tempos simula-se o funcionamento do motor com inúmeras hipóteses simplificadoras como: apenas ar aspirado para o interior dos cilindros, processo de combustão admitido como um fornecimento de energia instantâneo a volume constante com valor equivalente a energia desprendida pela queima do combustível, processos de compressão e de expansão admitidos isentrópicos, processos de admissão e de escape admitidos como uma rejeição de calor instantânea a volume constante, etc. Os modelos de ciclos ideais permitem avaliar qualitativamente, de maneira razoável, a influência de alguns parâmetros do motor em seu desempenho.

A partir da década de 20 do século passado surgiram modelos de ciclo ar/combustível que já consideravam os efeitos da qualidade da mistura, da dissociação dos produtos de combustão e da presença de gases residuais, sendo o método das Cartas de Propriedades a única fonte para o método de cálculo do diagrama indicador de motores. Todavia, até os anos 60, época do surgimento dos computadores digitais que permitiram desenvolver modelos de simulação que ultrapassavam os limites das hipóteses rígidas necessárias para os cálculos manuais, os motores foram desenvolvidos e aperfeiçoados baseados apenas em conhecimento acumulado e estudos experimentais (GALLO, 1990).

A importante redução dos esforços e recursos relacionados aos cálculos e aos trabalhos experimentais, permitida pelo advento do uso de computadores na simulação dos processos dos motores a combustão interna, fomentou o desenvolvimento de inúmeros modelos matemáticos. A variedade desses modelos se deve, principalmente, ao fato de que cada um dos processos envolvidos no ciclo do motor é extremamente complexo, sendo a modelagem completa e detalhada do ciclo do motor uma tarefa quase impraticável. Sendo assim, os objetivos de qualquer esforço em desenvolvimento de modelos devem ser claramente definidos, e a estrutura e o conteúdo detalhados desses modelos apropriados para esses objetivos (HEYWOOD, 1988).

Apesar da modelagem da combustão ter avançado muito nos últimos anos existem ainda diversos desafios a serem vencidos. Mesmo aplicativos comerciais e consagrados na área de combustão apresentam limitações (MELO, 2007). No Brasil, a exemplo do que ocorre pelo mundo, os desafios vêm se tornando ainda maiores no decorrer dos anos devido aos grandes esforços na redução e controle das emissões de poluentes gerados em motores de combustão interna e no desenvolvimento de projetos de motores com maior eficiência energética. Dois reconhecidos programas com esse intuito são o *PROCONVE* e o *INOVAR-AUTO*.

O *CONAMA* (Conselho Nacional do Meio Ambiente) criou, em maio de 1986, o programa *PROCONVE* para fixar prazos e limites máximos de emissão e estabelecer exigências tecnológicas para veículos automotores, nacionais e importados. O referido programa intensifica suas exigências no decorrer dos anos ao estabelecer novas fases do programa, as quais são atualmente a fase L-5 para veículos leves de passageiros, a fase L-6 para veículos leves comerciais e a fase P-7 para veículos pesados.

Em setembro de 2012, o Governo Federal Brasileiro criou o programa *INOVAR-AUTO* com o objetivo de apoiar o desenvolvimento tecnológico, a inovação, a segurança, a proteção ao meio ambiente, a eficiência energética e a qualidade dos veículos e autopeças, incentivando as empresas que se comprometerem com os compromissos estipulados pelo referido programa com incentivos fiscais.

Ambos os programas estão exigindo das empresas, dos profissionais e dos pesquisadores ligados ao setor automotivo nacional um maior aprofundamento técnico e científico no desenvolvimento de motores de combustão interna o que, sem dúvida, remete aos estudos e desenvolvimentos de modelos matemáticos para simulação computacional de motores.

## **2.2 – Classificação dos Modelos Matemáticos de Motores de Combustão Interna**

As principais referências bibliográficas para classificação dos modelos matemáticos de motores são HEYWOOD (1988), RAMOS (1989), STONE (1999) e BARROS (2003).

Segundo HEYWOOD (1988), os modelos que governam o desempenho e as emissões de motores de combustão interna podem ser categorizados em modelos termodinâmicos e modelos fluidodinâmicos. Os modelos termodinâmicos são classificados em modelos zero-dimensional (desde que não haja qualquer modelagem do fluxo), fenomenológico (desde que detalhe adicional relacionado às equações de conservação de energia seja adicionado para cada fenômeno envolvido) e quasi-dimensional (no qual características geométricas específicas são adicionadas ao modelo termodinâmico básico, como, por exemplo, a forma da chama em motores com ignição por centelha ou a forma do spray em motores movidos a óleo diesel). O modelo fluidodinâmico é igualmente conhecido como modelo multidimensional devido a sua habilidade

inerente de suprir informações geométricas detalhadas sobre o campo de escoamento baseado na solução de equações que governam o escoamento.

RAMOS (1989) categoriza os modelos matemáticos para motores em modelos termodinâmicos e modelos dimensionais. Os modelos termodinâmicos são subdivididos em modelos de zona-simples e multi-zonas e os modelos dimensionais em modelos unidimensional e multidimensional. Os modelos de zona-simples consideram que a composição da mistura, pressão e temperatura são uniformes no interior dos cilindros. Os modelos multi-zonas dividem o volume da câmara em região de mistura queimada, região de mistura não queimada e região da frente de chama e requerem especificações da geometria e velocidade da chama, as quais dependem das condições de regime de operação, geometria da câmara de combustão, turbulência, etc. Os modelos dimensionais são baseados em valores médios obtidos pelas equações de conservação de massa, de momento linear, de energia e de espécies levando em conta a turbulência. Os modelos dimensionais proporcionam informações qualitativas e quantitativas sobre o campo de escoamento (velocidade, temperatura, turbulência e frações mássicas) em determinados tempo e posição considerando as respectivas variações no campo de escoamento dentro da câmara de combustão.

STONE (1999) divide os modelos em três grupos principais. São esses os modelos zero-dimensionais ou fenomenológicos, quasi-dimensionais e multidimensionais. O primeiro se caracteriza por utilizar modelos empíricos para modelar o fenômeno de transferência de calor, sendo o tempo a única variável independente. Nos modelos quasi-dimensionais se utilizam modelos semi-empíricos para modelar a turbulência dentro dos cilindros ao distinguir a mistura entre zona queimada e zona não queimada. Os modelos multidimensionais são semelhantes aos modelos quasi-dimensionais, mas envolvem mais de uma dimensão física além da dimensão temporal, o que exige uma descrição detalhada da configuração física do motor estudado.

Sobre a classificação de STONE (1999), BARROS (2003) adiciona a categoria dos modelos algébricos. Esses utilizam um sistema de equações algébricas derivadas de relações da termodinâmica clássica que são complementadas por fatores de correção que promovem melhor aproximação dos resultados do ciclo ideal aos resultados do ciclo real. Os sistemas de controle em tempo real utilizam esse tipo de modelo devido ao seu baixo custo computacional e pela facilidade de se introduzir correções empíricas relativas a um motor específico.

Neste trabalho, adota-se a classificação proposta por STONE (1999) para classificar os modelos. Como se pôde observar pelo exposto acima, a classificação proposta por STONE (1999) baseia-se na classificação apresentada por HEYWOOD (1988) e permite relacioná-la a classificação proposta por RAMOS (1989) ao se verificar a equivalência entre o modelo de zona-simples e o modelo zero-dimensional, entre o modelo multi-zonas e o modelo quasi-dimensional e entre os modelos dimensionais e o modelo multidimensional.

### **2.2.1 – Modelos Zero-Dimensionais de Motores de Combustão Interna**

Os modelos zero-dimensionais utilizam um sistema de equações diferenciais ordinárias, associadas a uma série de modelos empíricos para simular o motor. As características internas obtidas de escoamento representam valores médios. Um método numérico típico de solução do sistema de equações resultante é o Runge-Kutta (BARROS, 2003).

LANZAFAME et al. (2003) mostram que a modelagem termodinâmica zero-dimensional permite uma descrição precisa dos fenômenos físicos (calor liberado na combustão e troca de calor entre o fluido operante e a parede do cilindro) e, ao mesmo tempo, demanda um menor custo computacional devido a maior simplicidade matemática do modelo.

Segundo MELO (2007), os modelos zero-dimensionais podem ser divididos em quatro categorias de acordo com a forma de equacionamento da razão de calores específicos à pressão constante  $k$  e da consideração ou não da troca de calor com as paredes  $Q_p$ , as quais estão apresentadas a seguir:

- Aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica com  $k$  constante e desconsiderando a troca de calor com as paredes dos cilindros;
- Aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica com  $k$  constante e considerando a troca de calor com as paredes dos cilindros;
- Aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica com  $k$  variável em função da temperatura e desconsiderando a troca de calor com as paredes dos cilindros;
- Aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica com  $k$  variável em função da temperatura e considerando a troca de calor com as paredes dos cilindros.

A aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica com  $k$  constante na modelagem é encontrado com frequência na literatura, porém a modelagem mais precisa é aquela com a aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica com  $k$  variável em função da temperatura e considerando a troca de calor com as paredes dos cilindros. A seguir apresentam-se os principais trabalhos publicados que se referem aos modelos zero-dimensionais.

GALLO (1990) apresenta um modelo matemático para motores com ignição por centelha que inclui a transferência de calor instantânea entre o fluido operante e as paredes dos cilindros, o processo de combustão com duração finita bem como os processos de admissão e de escape. O modelo desenvolvido por ele realiza os cálculos de propriedades termodinâmicas de cada parcela do fluido operante e suas misturas a cada instante. Com base no método de simulação desenvolvido, apresentam-se as análises de 1ª e 2ª Lei da Termodinâmica em um estudo paramétrico que inclui os efeitos de rotação, de qualidade da mistura, de carga, de sincronismo de válvulas e de parâmetros da combustão. As características específicas de um motor a álcool são comparadas às de um motor à gasolina com base na análise exergética.

Nessa modelagem, a transferência de calor instantânea do fluido operante com as paredes dos cilindros é considerada através das relações de coeficiente de película  $h_p$  propostos por HOHENBERG (1979) para a fase fechada e de NISHIWAKI (1979) para a fase aberta do ciclo termodinâmico do motor. A combustão com duração finita é modelada pela função de Wiebe e os processos de admissão e de escape são modelados a partir do modelo de escoamento isentrópico, o qual corrige seus resultados por um coeficiente de descarga  $C_d$  proposto por KASTNER (1963). As propriedades termodinâmicas das substâncias do ar e dos produtos da combustão são obtidas a partir das tabelas JANAF desenvolvidas por STULL e PROPHET (1971) e dos combustíveis a partir das tabelas de RAZNJEVIC (1970). O equilíbrio químico e a dissociação são abordados de forma direta na modelagem da combustão. A razão dos calores específicos  $k$  é obtida em função da temperatura.

O modelo de simulação desenvolvido, apesar das limitações impostas pelas hipóteses simplificadoras, mostrou-se adequado mesmo não tendo sido confrontado com resultados experimentais, mas avaliado de maneira paramétrica. Todos os principais parâmetros que afetam o desempenho do motor puderam ser estudados e os resultados apresentaram tendências coerentes.

CATON (2000) compara duas modelagens matemáticas para motores de ciclo Otto com o objetivo de avaliar as discrepâncias existentes entre ambas quanto à predição das principais características do processo de combustão e do aproveitamento da energia. Na primeira, utilizam-se hipóteses simplificadoras usualmente assumidas em modelos básicos termodinâmicos, como mistura ar/combustível admitida homogênea e razão de calores específicos  $k$  considerada constante. Na segunda, a análise se desenvolve através de algoritmos específicos para determinar a evolução das propriedades do gás no interior da câmara de combustão em função do ângulo do eixo de manivelas.

Em ambas as modelagens, utiliza-se a função de Wiebe para caracterizar a taxa de liberação de energia pelo combustível durante o processo de combustão. Esta função foi aplicada na lei da conservação da energia juntamente com a equação de estado dos gases ideais para obter equações diferenciais para pressão e temperatura no interior da câmara de combustão, em função do ângulo do eixo de manivelas. As trocas térmicas pelas paredes do cilindro foram consideradas pela aplicação da lei de resfriamento de Newton.

Os resultados obtidos apresentaram comportamentos qualitativos muito semelhantes em ambas às abordagens. Numericamente, os valores mostraram uma aderência razoável, diferindo principalmente nos valores máximos de pressão e de temperatura. Concluiu-se assim que o desempenho global de um motor pode ser previsto com boa aproximação pela formulação de propriedades constantes.

ALLA (2002), assim como GALLO (1990), efetua uma análise paramétrica do desempenho de um motor de quatro tempos com ignição por centelha por meio de simulação computacional, mas também compara os resultados com dados experimentais. No entanto, simula-se apenas a fase fechada do ciclo termodinâmico do motor. Os parâmetros avaliados são a qualidade da mistura, o ponto de ignição, a taxa de liberação de calor, a taxa de compressão, o coeficiente da politrópica de compressão, o coeficiente da politrópica de expansão e a duração da combustão.

Na modelagem do processo de combustão, ALLA (2002) diferiu-se de GALLO (1990) ao considerar os fenômenos de dissociação e equilíbrio químico de maneira indireta, pelo uso da relação proposta por BLAIR (1999), para contabilizar a energia liberada pelo combustível  $Q_c$ . A referida relação é função da massa de combustível queimada  $m_c$ , do poder calorífico inferior do combustível  $PCI$  e do parâmetro denominado eficiência da combustão  $\eta_c$ . A relação para obtenção do parâmetro  $\eta_c$  foi obtida empiricamente por BLAIR (1999), em função do coeficiente

de ar teórico  $\lambda$  para diversos motores de combustão interna com ignição por centelha, a partir de pesquisas realizadas na QUB (The Queen's University of Belfast). BLAIR (1999) se utiliza desse artifício para evitar o uso da complexa modelagem da combustão pela cinética química. As relações utilizadas por ALLA (2002) para o coeficiente de película na formulação da troca de calor do fluido operante com as paredes foram as propostas por WOSCHNI (1979) e ANNAND (1963).

Observou-se nesse trabalho que os resultados obtidos por simulação numérica se aproximaram bastante dos resultados experimentais quanto ao diagrama de pressão nos cilindros e quanto aos parâmetros de desempenho do motor.

SANTOS JUNIOR (2004) apresenta um método teórico para predição dos estados termodinâmicos da mistura ar/combustível em motores de combustão interna de ignição por centelha operando com gás natural. A partir das curvas de pressão e temperatura instantâneas do gás no interior dos cilindros, avaliam-se os parâmetros de desempenho do motor e realiza-se um balanço energético do sistema.

Utilizando o mesmo sistema de equações proposto no trabalho de ALLA (2002), SANTOS JUNIOR (2004) concluiu, baseado na comparação entre os resultados obtidos por simulação numérica e os dados obtidos experimentalmente, que os resultados obtidos pela simulação numérica possuem qualidade satisfatória. Além disso, verificou-se a validade da equação de Wiebe e concluiu-se que o ajuste da razão dos calores específicos  $k$  aumenta a precisão dos resultados, porém particulariza o modelo.

MELO (2007) descreve o desenvolvimento de um modelo termodinâmico computacional para simulação numérica de um motor com ignição por centelha com tecnologia flex-fuel operando com gasolina, etanol hidratado e gás natural durante os processos de compressão, combustão e expansão. O autor obteve equações para o cálculo do calor específico à pressão constante em função da temperatura para os combustíveis nacionais. A função de Wiebe é utilizada para a modelagem do processo de combustão, a qual tem seus parâmetros ajustados pela comparação entre as curvas de pressão simulada e experimental. Para o processo de transferência de calor entre o fluido operante e as paredes se utiliza a relação proposta por WOSCHNI (1979). Os resultados obtidos comprovaram a satisfatoriedade do modelo computacional desenvolvido para análise da fase fechada do ciclo termodinâmico do motor flex-fuel operando com gasolina, álcool e gás natural em mistura estequiométrica.

PAYRI et al. (2011) descrevem um modelo termodinâmico zero-dimensional com zona simples para motores diesel que considera a transferência de calor entre o fluido operante e as paredes, o fenômeno do blow-by, a injeção de combustível e as deformações do motor, além das mudanças nas propriedades dos gases no interior dos cilindros durante a fase fechada do ciclo termodinâmico do motor. Em sua modelagem termodinâmica, os autores aplicam o modelo de liberação de energia do combustível por 4 curvas de Wiebe (combustão por injeção orientada, combustão da pré-mistura, combustão difusiva e combustão tardia), o modelo de transferência de calor entre o fluido operante e as paredes proposto por WOSCHNI (1979), o modelo de deformação das paredes dos cilindros proposto por PAYRI et al. (2006) e o modelo para o fenômeno blow-by proposto por ABDI AGHDAM e KABIR (2010). A razão de calores específicos é admitida constante. Após alguns ajustes, o modelo proposto se mostra capaz de reproduzir com precisão a evolução da pressão no interior dos cilindros em uma matriz completa de testes de combustão em motores diesel com injeção direta.

### **2.2.2 – Modelos Quasi-Dimensionais de Motores de Combustão Interna**

Este modelo utiliza um sistema de equações diferenciais ordinárias, associadas também a uma série de modelos semi-empíricos, tais como de turbulência e de chama turbulenta. Normalmente, envolve como variáveis independentes o tempo, ou o ângulo do eixo de manivelas, e uma dimensão axial. Um dos métodos mais usados para solução do sistema de equações diferenciais é o Método das Características (BARROS, 2003).

BENSON et al. (1975) apresentam um modelo de simulação para um motor monocilíndrico de ignição por centelha quatro tempos que inclui os processos de admissão e de escape, transferência de calor instantânea entre o fluido operante e as paredes e combustão com duração finita. O modelo de simulação necessita apenas de um fator de correção para ajuste da velocidade da frente de chama turbulenta e assim completa os cálculos do ciclo, incluindo a predição dos valores de óxido nítrico (NO). O modelo de transferência de calor é o proposto por ANNAND (1963). O estudo obteve resultados de simulação do ciclo do motor satisfatórios quando comparados com os valores experimentais, incluindo valores para predição de NO. Conclui-se

que o algoritmo escrito para esse modelo de simulação pode ser usado para auxiliar no projeto de dutos de admissão e de escapamento, como também para estudar problemas como a localização do catalisador e das válvulas de recirculação de gases de escape e problemas como a má distribuição da mistura ar combustível e a falha na combustão.

FOIN et al. (1999) apresentam um modelo quasi-dimensional para o processo de combustão em motores de ignição por centelha para obter informações do estado termodinâmico do fluido operante em condições de detonação e analisar a tendência à detonação de duas classes do combustível isoctano, usando como dados de entrada registros experimentais de pressão instantânea no interior dos cilindros. O modelo trabalhou com a hipótese de frente de chama esférica e forneceu informações das temperaturas e concentrações dos gases queimados e não queimados, da transferência de calor com as paredes e da taxa de liberação do calor aparente. Os ensaios experimentais foram feitos em um motor monocilíndrico *CFR* (Cooperative Fuels Research) modificado em regime de operação de 900 rpm em plena carga. Como conclusão, o trabalho mostra que a temperatura do gás não queimado, numa região adiabaticamente comprimida específica, é uma boa aproximação para a temperatura da reação de detonação. A variação de pressão no instante da detonação também foi correlacionada com a fração de massa de combustível não queimado, apresentando diferentes valores de correlação entre os dois tipos de combustíveis avaliados.

CHAN et al. (2001) apresentam uma modelagem dos processos termodinâmicos que ocorrem na câmara de combustão de um motor operando com avanços reduzidos de ignição. Essa técnica promove um aquecimento mais rápido do catalisador e assim aumenta sua eficiência em situações de partida a frio. Foi utilizada uma abordagem quasi-dimensional de duas zonas para representar a combustão, a qual descreveu a taxa de queima do combustível por uma função de Wiebe adaptada, e considerou-se a troca de calor com as paredes pela relação proposta por WOSCHNI (1979). Também, foi utilizada uma correlação empírica para modelar a variação de pressão durante a exaustão para elevar a capacidade preditiva do modelo. O modelo foi validado em um motor com 3 cilindros Daihatsu. Os resultados obtidos a partir do modelo desenvolvido mostram que esse é capaz de reproduzir de maneira bem precisa os efeitos do retardo de ignição.

PERINI et al. (2010) apresentam o desenvolvimento de um modelo quasi-dimensional de duas zonas para simular o processo de combustão de um motor de combustão interna com ignição por centelha movido a hidrogênio, metano ou misturas hidrogênio/metano. Nessa modelagem a

frente de chama é admitida com forma esférica e com espessura infinitesimal dividindo a zona queimada e a zona não queimada de combustível. Uma correlação empírica é definida para estimar a velocidade laminar da chama, a qual foi validada experimentalmente para várias condições de mistura dos combustíveis analisados e para vários valores de coeficiente de ar teórico  $\lambda$ . A validação foi efetuada comparando-se os resultados obtidos pelo modelo de simulação desenvolvido aos resultados experimentais encontrados na literatura. Um único ajuste dos parâmetros do algoritmo foi necessário durante a validação para permitir a análise satisfatória tanto da simulação do funcionamento do motor alimentado com hidrogênio puro como com metano puro. Então, avaliaram-se as misturas possíveis entre esses dois combustíveis e respectivos coeficientes de ar teórico e os resultados obtidos pelo algoritmo comparados aos valores experimentais foram bastante satisfatórios.

### **2.2.3 – Modelos Multidimensionais de Motores de Combustão Interna**

Os modelos multidimensionais apresentam uma complexidade muito maior em comparação aos modelos termodinâmicos e, assim, necessitam de um tempo significativamente maior para o processamento e a resolução das equações envolvidas na modelagem.

Para estudar a combustão em motores à gasolina com injeção direta *GDI* (Gasoline Direct Injection) que demandam uma elevada quantidade de testes para a sua calibração, EMERY et al. (2003) aplicam uma metodologia para reduzir modelos tridimensionais a modelos unidimensionais baseando-se nas informações sobre a geometria da frente de chama obtidas por uma estrutura de código similar à encontrada no código *KIVA-GSM*. O algoritmo foi escrito na plataforma Simulink do *MATLAB*, já que esse é direcionado ao público industrial, oferecendo um ambiente mais amigável. Na etapa de desenvolvimento do algoritmo apresentada nesse trabalho a simulação foi desenvolvida em condições de mistura aspirada pelo motor considerada homogênea, mas que será futuramente desenvolvida para carga estratificada. Os resultados foram comparados ao modelo tridimensional e foram considerados aceitáveis, apesar de fornecer valores superiores de pressão máxima. Em relação à pressão média efetiva do ciclo, valores reduzidos de erro foram encontrados na comparação. O significativo ganho em tempo de

processamento e cálculo computacional foi comprovado, gerando um ganho apreciável de tempo de simulação.

BOHBOT et al. (2004) desenvolveram uma modelagem para investigar regimes de operação transiente em um motor com injeção direta de gasolina *GDI* e turbocompressor. Utilizou-se uma aproximação numérica baseada no acoplamento entre o programa IFP-ENGINE (ferramenta de simulação unidimensional) e o programa IFP-3CD (código de combustão tridimensional), ambos os programas desenvolvidos no Instituto Francês de Petróleo *IFP*. O código IFP-3CD é empregado para ampliar ou substituir os mapas experimentais de combustão necessários para o programa IFP-ENGINE na forma da função de Wiebe. As discrepâncias dos resultados do modelo em comparação aos experimentos quanto aos valores de pressão, de temperatura e de potência foram reduzidos, aprovando a validade do modelo proposto.

ALBRECHT et al. (2005) apresentam uma simulação unidimensional usada para otimização das estratégias de controle de um motor experimental a gasolina de 2.0 litros com injeção direta *GDI*. Utilizam-se a plataforma do programa AMESim e as bibliotecas do programa IFP-ENGINE. Os resultados experimentais foram obtidos em condições de regime estacionário e de regime transiente em vários regimes de operação. Os resultados mostraram ótima correlação entre os valores obtidos pelo modelo proposto e pelos resultados experimentais, tanto para a condição em regime estacionário como para condição em regime transiente. O modelo apresentado demonstra que o código unidimensional para simulação de motores é uma eficiente ferramenta no processo de desenvolvimento do controle de motores em tempo real com avançadas tecnologias embarcadas.

ZHEN (2013) estuda, a partir de um modelo matemático multidimensional, a detonação em motores de combustão interna com ignição por centelha com altos valores de taxa de compressão alimentados com o combustível metanol. Simula-se o funcionamento do motor em detonação para vários regimes de operação e os efeitos da mudança do ponto de ignição, das técnicas de recirculação dos gases de escape *EGR* (Exhaust Gas Recirculation), da concentração da mistura e da forma da câmara de combustão para suprimir esse indesejável fenômeno no referido motor. Os resultados mostraram que a detonação causada pela alta taxa de compressão pode não ser totalmente suprimida somente com o atraso da ignição, mas também com o aumento da taxa de *EGR*. Tal técnica permitiu uma supressão significativa na intensidade da detonação e, redução e atraso no pico de pressão. Entretanto, a intensidade da detonação possui um ponto de máximo

que pode ser reduzido e atrasado com o uso de misturas mais ricas ou mais pobres dependendo do regime de operação. Finalmente, são apresentadas duas propostas de novas geometrias para redução da intensidade da detonação.

### 3 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 3.1 – Equacionamento da Geometria do Motor

A geometria de um motor convencional é apresentada na *Fig. 3.1*, onde estão representados o deslocamento instantâneo do pistão  $D(\theta)$ , o diâmetro do cilindro  $d$ , o curso do pistão  $L$ , o comprimento da biela  $l$ , o ângulo da biela  $\varphi(\theta)$ , o raio do eixo de manivelas  $R$ , o ângulo do eixo de manivelas  $\theta$  e a câmara de combustão, a qual se admite com formato cilíndrico.

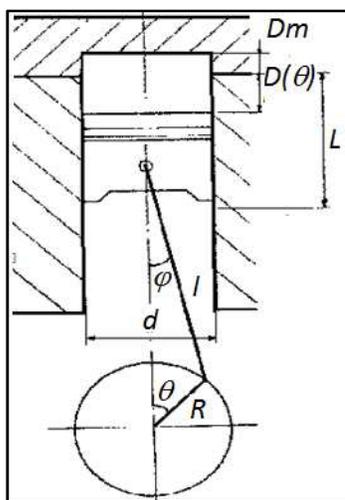


Figura 3.1 – Geometria de um motor convencional.

O modelo termodinâmico empregado no modelo de simulação computacional desenvolvido pela presente dissertação requer o conhecimento das grandezas geométricas do motor que se deseja simular. Dentre elas citam-se o diâmetro do cilindro  $d$ , o curso do pistão  $L$ , o comprimento da biela  $l$ , a taxa de compressão geométrica  $TC$  e o formato da câmara de combustão. A partir dessas grandezas, obtêm-se o deslocamento instantâneo do pistão  $D(\theta)$ , a área instantânea de troca de calor entre o fluido operante e as paredes do cilindro  $A(\theta)$ , o volume instantâneo  $V(\theta)$  e a cilindrada do motor  $V_c$ , conforme *Eq. (3.1)*, *Eq. (3.2)*, *Eq. (3.3)* e *Eq. (3.4)*, respectivamente.

Nessas equações, o ângulo da biela  $\varphi(\theta)$ , a área do pistão  $A_p$  e o comprimento da câmara de combustão  $D_m$  são obtidos a partir da Eq. (3.5), Eq. (3.6) e Eq. (3.7), respectivamente.

$$D(\theta) = \frac{L}{2} * (1 - \cos \theta) + l * (1 - \cos \varphi(\theta)) \quad (3.1)$$

$$A(\theta) = (D(\theta) + D_m) * \pi * d + 2 * A_p \quad (3.2)$$

$$V(\theta) = (D(\theta) + D_m) * A_p \quad (3.3)$$

$$V_c = A_p * L \quad (3.4)$$

$$\varphi(\theta) = \sin^{-1} \left( \frac{L}{2 * l} * \sin \theta \right) \quad (3.5)$$

$$A_p = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (3.6)$$

$$D_m = \frac{L}{\tau C - 1} \quad (3.7)$$

O eixo de manivelas gira em torno de um eixo imaginário normal ao plano da folha e nele se referencia, no ponto morto superior da admissão  $PMS_{adm}$ ,  $\theta=0^\circ$  do ciclo termodinâmico do motor. Em motores de 4 tempos, o ciclo termodinâmico tem duração de  $720^\circ$  do eixo de manivelas já que são necessárias duas revoluções do mesmo para que o ciclo se desenvolva completamente.

Os cálculos referentes ao escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape requerem o conhecimento de parâmetros de projeto do motor, sendo eles o diâmetro nominal das válvulas de admissão  $d_{vadm}$  e de escape  $d_{vesc}$ , a geometria dos comes de acionamento das válvulas e a áreas instantâneas de escoamento através das válvulas de admissão  $A_{vadm}(\theta)$  e de escape  $A_{vesc}(\theta)$ .

Para SHERMAN e BLUMBERG (1977), a hipótese de elevação parabólica das válvulas se aproxima bastante da elevação das válvulas em motores reais e é simples de se tratar analiticamente. Nesse modelo, a elevação instantânea das válvulas de admissão  $e_{vadm}(\theta)$  e de escape  $e_{vesc}(\theta)$ , que depende da geometria dos comes de acionamento das válvulas, é composta pela concordância de três parábolas, conforme Fig. 3.2. Afim de adimensionalizar as elevações das válvulas de admissão  $e_{vadm}(\theta)$  e de escape  $e_{vesc}(\theta)$  definem-se os parâmetros  $YD_{vadm}(\theta)$  e  $YD_{vesc}(\theta)$  como as razões entre as elevações das respectivas válvulas e seus respectivos diâmetros, conforme Eq. (3.8) e Eq. (3.9), respectivamente.

$$YD_{vadm}(\theta) = \frac{e_{vadm}(\theta)}{d_{vadm}} \quad (3.8)$$

$$YD_{vesc}(\theta) = \frac{e_{vesc}(\theta)}{d_{vesc}} \quad (3.9)$$

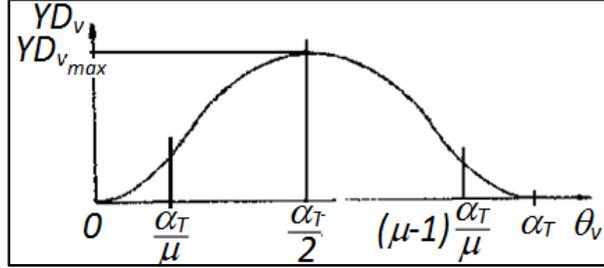


Figura 3.2 – Perfil adimensional de elevação das válvulas de admissão e de escape.

As equações das três parábolas que definem o perfil adimensional de elevação das válvulas, em função do deslocamento angular de abertura da válvula  $\alpha$ , são apresentadas na Eq. (3.10), Eq. (3.11) e Eq. (3.12).

$$YD_v = a_1 * \alpha^2 + b_1 * \alpha + c_1 \quad 0 \leq \alpha \leq \frac{\alpha_T}{\mu} \quad (3.10)$$

$$YD_v = a_2 * \alpha^2 + b_2 * \alpha + c_2 \quad \frac{\alpha_T}{\mu} \leq \alpha \leq (\mu - 1) * \frac{\alpha_T}{\mu} \quad (3.11)$$

$$YD_v = a_3 * \alpha^2 + b_3 * \alpha + c_3 \quad (\mu - 1) * \frac{\alpha_T}{\mu} \leq \alpha \leq \alpha_T \quad (3.12)$$

As constantes  $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, c_1, c_2$  e  $c_3$  são obtidas a partir da aplicação das condições de contorno na Eq. (3.10), Eq. (3.11) e Eq. (3.12) conforme metodologia apresentada a seguir.

Em  $\alpha=0$  e  $\alpha=\alpha_T$  a elevação e a velocidade da válvula são nulas e assim  $b_1, c_1, b_3$  e  $c_3$  são obtidas pela Eq. (3.13), Eq. (3.14), Eq. (3.15) e Eq. (3.16), respectivamente.

$$\frac{dYD_v}{d\alpha}(0) = b_1 = 0 \quad \rightarrow b_1 = 0 \quad (3.13)$$

$$YD_v(0) = c_1 = 0 \quad \rightarrow c_1 = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{dYD_v}{d\alpha}(\alpha_T) = 2 * a_3 * \alpha_T + b_3 = 0 \quad \rightarrow b_3 = -2 * a_3 * \alpha_T \quad (3.15)$$

$$YD_v(\alpha_T) = a_3 * \alpha_T^2 + b_3 * \alpha_T + c_3 = 0 \quad \rightarrow c_3 = a_3 * \alpha_T^2 \quad (3.16)$$

A simetria do perfil adimensional de elevação da válvula nos permite obter a relação entre  $a_1$  e  $a_3$  apresentada na Eq. (3.17).

$$YD_v(\alpha) = YD_v(\alpha_T - \alpha) \quad \rightarrow \quad a_1 = a_3 \quad (3.17)$$

Seja  $r$  a razão das acelerações, verifica-se que a relação entre  $a_2$  e  $a_3$  é dada pela Eq. (3.18).

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{a_3}{a_2} = r \quad \rightarrow \quad a_2 = \frac{a_3}{r} \quad (3.18)$$

Em  $\alpha = \alpha_T/2$  a velocidade da válvula é nula e assim obtém-se  $b_2$  conforme a Eq. (3.19).

$$\frac{dYD_v}{d\alpha} \left( \frac{\alpha_T}{2} \right) = 2 * a_2 * \frac{\alpha_T}{2} + b_2 = 0 \quad \rightarrow \quad b_2 = -\frac{a_3}{r} * \alpha_T \quad (3.19)$$

Em  $\alpha = \alpha_T/\mu$  existe a concordância entre a primeira e a segunda parábola, o que acarreta na igualdade dos valores de elevação e de velocidade da válvula neste ponto. A partir da igualdade das velocidades obtém-se o parâmetro  $\mu$  e a partir da igualdade das elevações obtém-se  $c_2$  conforme a Eq. (3.20) e a Eq. (3.21), respectivamente.

$$2 * a_1 * \frac{\alpha_T}{\mu} + b_1 = 2 * a_2 * \frac{\alpha_T}{\mu} + b_2 \quad \rightarrow \quad \mu = 2 * (1 - r) \quad (3.20)$$

$$a_1 * \left( \frac{\alpha_T}{\mu} \right)^2 + b_1 * \left( \frac{\alpha_T}{\mu} \right) = a_2 * \left( \frac{\alpha_T}{\mu} \right)^2 + b_2 * \left( \frac{\alpha_T}{\mu} \right) + c_2 \quad \rightarrow \quad c_2 = a_3 * \alpha_T^2 * \left[ \frac{1}{4 * r * (1 - r)} \right] \quad (3.21)$$

Em  $\alpha = \alpha_T/2$  a elevação da válvula é máxima e é um parâmetro conhecido do motor. A partir da elevação máxima na forma adimensional  $YD_{vmáx}$  obtém-se  $a_3$  segundo a Eq. (3.22).

$$YD_v \left( \frac{\alpha_T}{2} \right) = a_2 * \left( \frac{\alpha_T}{2} \right)^2 + b_2 * \left( \frac{\alpha_T}{2} \right) + c_2 = YD_{vmáx} \quad \rightarrow \quad a_3 = \frac{4 * YD_{vmáx} * (1 - r)}{\alpha_T^2} \quad (3.22)$$

Logo, a partir do parâmetro  $YD_{vmáx}$ , da razão entre as acelerações  $r$ , da duração angular de elevação das válvulas  $\alpha_T$  e do ângulo de início da elevação da válvula  $\theta_{vi}$ , são obtidas as

elevações instantâneas das válvulas de admissão  $e_{vadm}(\theta)$  e de escape  $e_{vesc}(\theta)$  através da Eq. (3.23) e da Eq. (3.24), respectivamente.

$$e_{vadm}(\theta) = YD_{vadm}(\theta) * d_{vadm} \quad (3.23)$$

$$e_{vesc}(\theta) = YD_{vesc}(\theta) * d_{vesc} \quad (3.24)$$

Apresenta-se na Fig. 3.3 a geometria típica de uma válvula convencional, na qual as dimensões estão em função do diâmetro da válvula  $d_v$ .

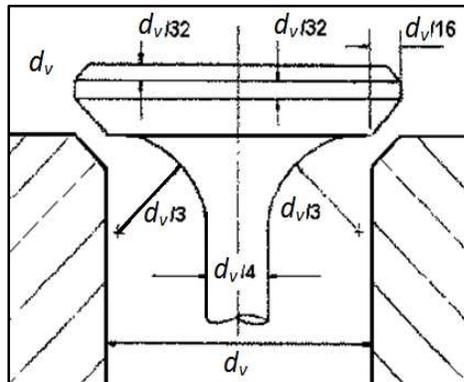


Figura 3.3 - Geometria típica de uma válvula (KASTNER et al., 1963).

Segundo GALLO (1990), a área instantânea de escoamento dos gases através das válvulas  $A_v(\theta)$  é perpendicular ao escoamento e variável, o que resulta em três regimes de operação distintos e dependentes do intervalo de elevação da válvula, como se observa na Fig. 3.4.

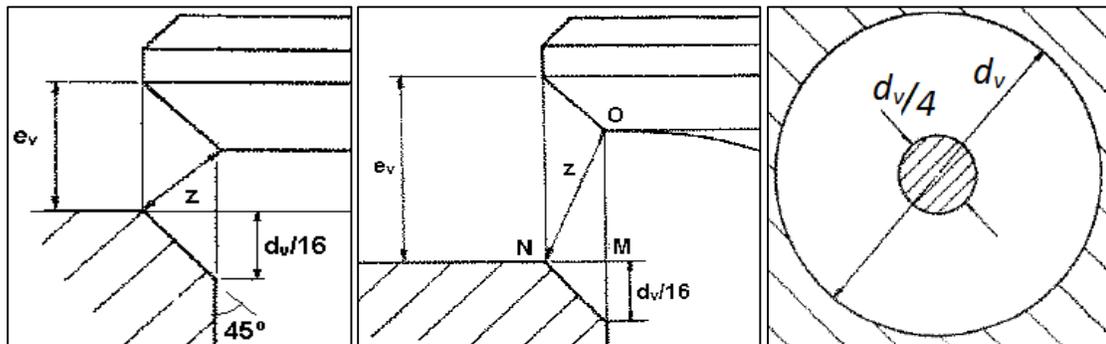


Figura 3.4 – Regimes de escoamento distintos dependentes da elevação da válvula (KASTNER et al., 1963).

A partir da *Fig. 3.4* são obtidas as equações para o cálculo da área instantânea de escoamento dos gases através das válvulas  $A_v(\theta)$  para cada um dos regimes de escoamento assim como o seu respectivo intervalo de validade conforme a *Eq. (3.25)*, a *Eq. (3.26)* e a *Eq. (3.27)*.

$$A_v = \pi * e_v * \frac{\sqrt{2}}{2} * \left( d_v + \frac{e_v}{2} \right) \quad 0 < YD_v \leq 0.125 \quad (3.25)$$

$$A_v = \frac{17 * \pi * d_v}{16} * \sqrt{e_v^2 - \frac{e_v * d_v}{8} + \frac{d_v^2}{128}} \quad 0.125 < YD_v \leq 0.274 \quad (3.26)$$

$$A_v = \frac{15 * \pi * d_v^2}{64} \quad 0.274 < YD_v \leq YD_{m\acute{a}x} \quad (3.27)$$

Esses resultados referem-se a uma válvula padrão tal como apresentado na *Fig. 3.3*. Todavia, a dedução de expressões semelhantes para válvulas com outras relações geométricas é bastante simples.

### 3.2 – Balanceamento da Equação da Combustão

Nesta dissertação assume-se que o fluído operante é constituído de ar atmosférico, etanol hidratado, dióxido de carbono  $CO_2$ , vapor d'água  $H_2O$ , nitrogênio  $N_2$ , monóxido de carbono  $CO$ , hidrogênio  $H_2$  e oxigênio  $O_2$ , cujas frações molares  $f_{Ms}$  dependem da etapa em que o processo se encontra no decorrer do ciclo termodinâmico do motor. Admite-se a constituição do ar atmosférico com fração molar 21% oxigênio  $O_2$  e 79% nitrogênio  $N_2$  e que a mistura ar/combustível admitida é homogênea.

A mistura admitida em motores com ignição por centelha é uma mistura ar/combustível que pode ser uma mistura estequiométrica, uma mistura pobre ou uma mistura rica. A mistura estequiométrica é aquela em que quantidades teóricas de ar atmosférico e combustível, por hipótese, produzem uma reação de combustão completa do combustível, enquanto em misturas ricas existe escassez de ar e em misturas pobres excesso de ar na composição da mistura reagente em relação à mistura estequiométrica.

A combustão completa nunca ocorre na prática devido às ineficiências do processo como apagamento da frente de chama próximo as paredes do cilindro, frestas e escassez de elementos oxidantes, as quais resultam em porções de combustível não queimado. Além disso, algumas moléculas de combustível queimam apenas parcialmente durante o processo de combustão.

O combustível avaliado nessa dissertação foi o etanol hidratado. A parcela de água existente no etanol hidratado é determinada pela fração volumétrica de água  $f_{vH_2O}$  existente no mesmo, informação encontrada nas especificações técnicas do combustível. A partir das frações volumétricas  $f_v$ , dos mols aparente  $M$  e das densidades  $\rho$  do etanol anidro e da água contida no combustível, obtém-se as respectivas frações mássicas  $f_m$  e molares  $f_M$ , conforme a Eq. (3.28), a Eq. (3.29), a Eq. (3.30) e a Eq. (3.31).

$$f_{m_{etanol}} = \frac{f_{vetanol} * \rho_{etanol}}{f_{vetanol} * \rho_{etanol} + f_{vH_2O} * \rho_{H_2O}} \quad (3.28)$$

$$f_{m_{H_2O}} = \frac{f_{vH_2O} * \rho_{H_2O}}{f_{vetanol} * \rho_{etanol} + f_{vH_2O} * \rho_{H_2O}} \quad (3.29)$$

$$f_{M_{etanol}} = \frac{\frac{f_{vetanol} * \rho_{etanol}}{M_{etanol}}}{\frac{f_{vetanol} * \rho_{etanol}}{M_{etanol}} + \frac{f_{vH_2O} * \rho_{H_2O}}{M_{H_2O}}} \quad (3.30)$$

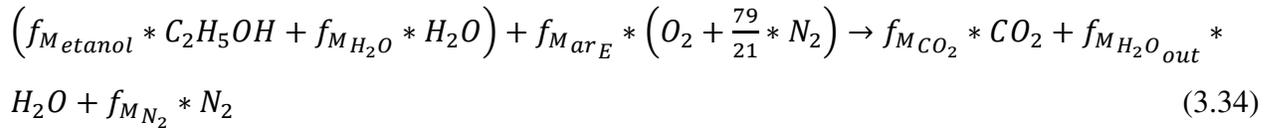
$$f_{M_{H_2O}} = \frac{\frac{f_{vH_2O} * \rho_{H_2O}}{M_{H_2O}}}{\frac{f_{vetanol} * \rho_{etanol}}{M_{etanol}} + \frac{f_{vH_2O} * \rho_{H_2O}}{M_{H_2O}}} \quad (3.31)$$

A partir das frações molares  $f_M$ , dos mols aparente  $M$ , das frações volumétricas  $f_v$  e das densidades  $\rho$  da água e do etanol anidro, obtém-se o mol aparente  $M_{etanolH}$  e a densidade  $\rho_{etanolH}$  do etanol hidratado, conforme Eq. (3.32) e Eq. (3.33), respectivamente.

$$M_{etanolH} = \frac{M_{etanol} * f_{M_{etanol}} + M_{H_2O} * f_{M_{H_2O}}}{f_{M_{etanolH}}} \quad (3.32)$$

$$\rho_{etanolH} = \frac{\rho_{etanol} * f_{vetanol} + \rho_{H_2O} * f_{vH_2O}}{f_{vetanolH}} \quad (3.33)$$

A partir das considerações apresentadas acima, a equação balanceada da reação de combustão do etanol hidratado de uma mistura estequiométrica é dada pela Eq. (3.34).



Os termos da Eq. (3.34) são apresentados a seguir:

$$f_{M_{CO_2}} = 2 * f_{M_{etanol}} \quad (3.35)$$

$$f_{M_{H_2O_{out}}} = \frac{6 * f_{M_{etanol}} + 2 * f_{M_{H_2O}}}{2} \quad (3.36)$$

$$f_{M_{arE}} = \frac{f_{M_{H_2O_{out}}} + 2 * f_{M_{CO_2}} - f_{M_{H_2O}} - f_{M_{etanol}}}{2} \quad (3.37)$$

$$f_{M_{N_2}} = \frac{79}{21} * f_{M_{arE}} \quad (3.38)$$

Calcula-se assim a razão mássica ar/combustível da mistura estequiométrica  $r_{acE}$  e o coeficiente de ar teórico  $\lambda$ , conforme a Eq. (3.39) e a Eq. (3.40), respectivamente.

$$r_{acE} = \frac{f_{M_{arE}} * \left(1 + \frac{79}{21}\right) * M_{ar}}{\left(f_{M_{etanol}} + f_{M_{H_2O}}\right) * M_{etanolH}} \quad (3.39)$$

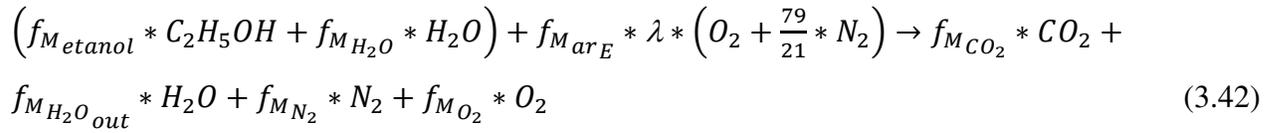
$$\lambda = \frac{r_{ac}}{r_{acE}} \quad (3.40)$$

O termo  $r_{ac}$  é a razão mássica ar/combustível da mistura real e que é dada pela Eq. (3.41).

$$r_{ac} = \frac{f_{M_{ar}} * \left(1 + \frac{79}{21}\right) * M_{ar}}{\left(f_{M_{etanol}} + f_{M_{H_2O}}\right) * M_{etanolH}} \quad (3.41)$$

Assim, coeficientes de ar teórico  $\lambda$  maiores do que a unidade indicam misturas pobres enquanto que coeficientes de ar teórico  $\lambda$  menores do que a unidade indicam misturas ricas.

Para se efetuar o balanceamento da reação de combustão de uma mistura pobre faz-se necessário conhecer o balanceamento da mistura estequiométrica, da qual se extrai a fração molar de ar para a mistura estequiométrica  $f_{MarE}$ . A equação balanceada da reação da combustão de uma mistura pobre, para um determinado valor de coeficiente de ar teórico  $\lambda$ , é dada pela Eq. (3.42).



Os termos da Eq. (3.42) são apresentados a seguir:

$$f_{Mar} = f_{MarE} * \lambda \quad (3.43)$$

$$f_{MCO_2} = 2 * f_{Metanol} \quad (3.44)$$

$$f_{MH_2O_{out}} = \frac{6 * f_{Metanol} + 2 * f_{MH_2O}}{2} \quad (3.45)$$

$$f_{MN_2} = \frac{79}{21} * f_{Mar} \quad (3.46)$$

$$f_{MO_2} = \frac{f_{Metanol} + f_{MH_2O} + 2 * f_{Mar} - 2 * f_{MCO_2} - f_{MH_2O_{out}}}{2} \quad (3.47)$$

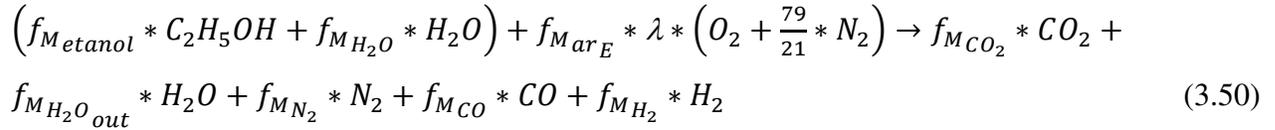
Para o balanceamento da reação de combustão da mistura rica, além do conhecimento da fração molar de ar para mistura estequiométrica  $f_{MarE}$ , deve-se conhecer a razão entre as frações molares de hidrogênio  $f_{MH_2}$  e do monóxido de carbono  $f_{MCO}$ . Normalmente obtida a partir de resultados experimentais, essa razão permite uma aproximação bastante razoável e evita o uso do equilíbrio químico nas equações do balanceamento. SOTO (2003) obteve, a partir de experimentos com diferentes tipos de combustíveis, uma relação para determinar essa razão em função da razão mássica entre o carbono  $C$  e o hidrogênio  $H$  existente no combustível, conforme a Eq. (3.48).

$$\frac{f_{MH_2}}{f_{MCO}} = -20,833 * \left(\frac{H}{C}\right)^2 + 10 * \left(\frac{H}{C}\right) - 0,6479 \quad (3.48)$$

Para o caso do etanol hidratado, a razão mássica H/C é determinada pela Eq. (3.49).

$$\frac{H}{C} = \frac{f_{Metanol} * (6 * 1) + f_{MH_2O} * (2 * 1)}{f_{Metanol} * (2 * 12)} \approx 0,26 \quad (3.49)$$

Assim, equação balanceada da reação da combustão de uma mistura rica, para um determinado valor de coeficiente de ar teórico  $\lambda$ , é dada pela Eq. (3.50).



Os termos da Eq. (3.50) são apresentados a seguir:

$$f_{Mar} = f_{Mar_E} * \lambda \quad (3.51)$$

$$\frac{f_{MH_2}}{f_{MCO}} = 0,544 \quad (3.52)$$

$$f_{MCO} = \frac{(12 * f_{Metanol} - 4 * f_{Mar})}{2 * 1,544} \quad (3.53)$$

$$f_{MH_2O_{out}} = \frac{(6 * f_{Metanol} + 2 * f_{MH_2O} - 2 * 0,544 * f_{MCO})}{2} \quad (3.54)$$

$$f_{MN_2} = \frac{79}{21} * f_{Mar} \quad (3.55)$$

$$f_{MH_2} = 0,544 * f_{MCO} \quad (3.56)$$

$$f_{MCO_2} = 2 * f_{Metanol} - f_{MCO} \quad (3.57)$$

Assim, o balanceamento da equação da combustão é efetuado a partir do conhecimento do tipo de mistura admitida no motor.

### 3.3 – Modelo do Gás Ideal

Apesar de se atingirem pressões bastante elevadas em motores, a hipótese de gás ideal na modelagem termodinâmica do processo é bastante razoável. Os resultados obtidos no trabalho de ZACHARIAS (1967) mostram que, para pressões de até 100 atm e temperaturas de até 2500 K, o fator de compressibilidade é unitário, o que significa que, nessa faixa, a hipótese de gás ideal é

válida. Mesmo acima desses valores de pressão e temperatura, o erro máximo cometido para a entalpia  $h$ , por exemplo, é de aproximadamente 4%.

Um gás ideal segue a equação de estado apresentada na Eq. (3.58) e suas propriedades energia interna  $u$  e entalpia  $h$  são calculadas a partir da Eq. (3.59) e Eq. (3.60), respectivamente.

$$P * V = n_M * R_- * T \quad (3.58)$$

$$du = c_v(T) * dT \quad (3.59)$$

$$dh = c_p(T) * dT \quad (3.60)$$

$R_-$  é a constante universal do gás ideal ( $R_- = 8,31447 \text{ J/mol/K}$ ) e  $c_p(T)$  e  $c_v(T)$  são, respectivamente, os calores específicos à pressão constante e a volume constante.

Os valores de calor específico à pressão constante  $c_p(T)$  e à volume constante  $c_v(T)$  são obtidos experimentalmente e tabelados. Na literatura, encontram-se usualmente os valores de calor específico à pressão constante  $c_p(T)$ . Dessa forma, a energia interna  $u$  é mais comumente calculada em se utilizando da definição de entalpia  $h$ , dada pela Eq. (3.61).

$$dh = du + R_- * dT \quad (3.61)$$

Assim a energia interna  $u$  é calculada a partir da Eq. (3.62).

$$du = dh - R_- * dT \quad (3.62)$$

Além disso, obtém-se o valor do calor específico à volume constante  $c_v(T)$  manipulando-se a Eq. (3.62), Eq. (3.59) e Eq. (3.60), conforme a Eq. (3.63).

$$c_v(T) = c_p(T) - R_- \quad (3.63)$$

Como se pode observar pelo exposto, o conhecimento do calor específico à pressão constante das substâncias “s”  $c_{ps}(T)$  envolvidas no processo são necessárias para o cálculo das propriedades das mesmas.

### 3.4 – Calores Específicos a Pressão Constante

A partir dos dados de calor específico a pressão constante  $c_p(T)$  em base molar obtidos nas Tabelas Termodinâmicas JANAF, referentes ao trabalho realizado por STULL e PROPHELY (1971), obtiveram-se os polinômios apresentados na Eq. (3.64) e Eq. (3.65). Esses polinômios, obtidos por mínimos quadrados, calculam o calor específico à pressão constante em base molar para cada uma das substâncias envolvidas no processo em função da temperatura dos gases  $T$ .

$$c_{p_s}(T) = \sum_{n=0}^{n=6} (D_{n_s} * T^n) \quad 300 K < T \leq 1500 K \quad (3.64)$$

$$c_{p_s}(T) = \sum_{n=0}^{n=6} (E_{n_s} * T^n) \quad 1500 K < T \leq 6000 K \quad (3.65)$$

Da mesma forma, a partir dos valores tabelados de calor específico a pressão constante  $c_p(T)$  em base mássica encontrados no trabalho de RAZNJEVIC (1970), obteve-se a relação para calor específico à pressão constante em base molar do etanol anidro, conforme a Eq. (3.66).

$$c_{p_{etanol}}(T) = \sum_{n=0}^{n=6} (C_n * T^n) \quad 273 K < T \leq 1473 K \quad (3.66)$$

Apesar de o polinômio da Eq. (3.66) ter sido obtido para valores de temperatura entre 273 K e 1473 K, essa relação foi utilizada na presente dissertação para valores superiores. Verificou-se que a extrapolação dos valores é consistente e que os erros relacionados à extrapolação não tiveram influência significativa sobre os resultados globais desse estudo, já que os cálculos nos quais os valores são utilizados se baseiam em variações da propriedade e não em seus valores absolutos.

As constantes  $C_n$ ,  $D_n$  e  $E_n$  da Eq. (3.66), Eq. (3.64) e Eq. (3.65), respectivamente, estão apresentadas na Tab. 3.1. Na Tab. 3.1 também está contabilizado o máximo erro obtido em se utilizando as relações sugeridas pela Eq. (3.64), Eq. (3.65) e Eq. (3.66) de acordo com a substância e faixa de temperatura.

**Tabela 3.1 – Constantes  $C_n$ ,  $D_n$  e  $E_n$  para determinação do  $c_p(T)$  de cada substância envolvida no processo.**

$J/mol/K$	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$	erro
etanol	3,93519E+01	4,33807E-02	4,40343E-04	-8,75965E-07	7,84528E-10	-3,48376E-13	6,16882E-17	0,044
$J/mol/K$	$D_0$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_5$	$D_6$	erro
$CO_2$	1,65169E+01	1,00510E-01	-1,40038E-04	1,42122E-07	-9,49168E-11	3,58207E-14	-5,70443E-18	0,006
$H_2O$	3,63690E+01	-3,17661E-02	1,12809E-04	-1,60029E-07	1,30177E-10	-5,60955E-14	9,79774E-18	0,006
$N_2$	2,97830E+01	1,57533E-03	-1,66246E-05	6,96896E-08	-8,21238E-11	4,12997E-14	-7,74701E-18	0,007
$CO$	3,10961E+01	-1,37896E-02	2,40220E-05	9,87346E-09	-3,69665E-11	2,40428E-14	-5,09193E-18	0,008
$H_2$	2,24823E+01	4,80380E-02	-1,35912E-04	1,94249E-07	-1,47045E-10	5,76529E-14	-9,25454E-18	0,011
$O_2$	3,41723E+01	-5,11033E-02	1,78999E-04	-2,57887E-07	1,93779E-10	-7,48794E-14	1,17867E-17	0,003
$J/mol/K$	$E_0$	$E_1$	$E_2$	$E_3$	$E_4$	$E_5$	$E_6$	erro
$CO_2$	3,43457E+01	3,47153E-02	-1,96667E-05	6,28815E-09	-1,14621E-12	1,11257E-16	-4,44867E-21	0,015
$H_2O$	1,57704E+01	3,71696E-02	-1,55679E-05	3,92132E-09	-5,93371E-13	4,95065E-17	-1,73018E-21	0,013
$N_2$	2,28490E+01	1,63085E-02	-8,43104E-06	2,47165E-09	-4,15904E-13	3,74694E-17	-1,39608E-21	0,004
$CO$	2,37854E+01	1,57972E-02	-8,35981E-06	2,49778E-09	-4,26617E-13	3,89644E-17	-1,47549E-21	0,009
$H_2$	2,44633E+01	4,65448E+02	1,87247E-06	-1,48702E-09	3,91309E-13	-4,62159E-17	2,04913E-21	0,005
$O_2$	3,17898E+01	4,97753E-03	-2,38051E-06	1,17155E-09	-3,12398E-13	3,94659E-17	-1,85715E-21	0,007

### 3.5 – Cálculos das Propriedades Termodinâmicas das Substâncias

O cálculo das propriedades termodinâmicas das substâncias se baseia no modelo de gás ideal a partir da Eq. (3.60) e Eq. (3.62), as quais integradas na temperatura  $T$  para cada substância “s” resultam na entalpia específica na base molar  $h_s(T)$  e na energia interna específica na base molar  $u_s(T)$ , conforme a Eq. (3.67) e a Eq. (3.68), respectivamente.

$$h_s(T) = h_{f_s} + \int_{T_0}^T c_{p_s}(T) dT \quad (3.67)$$

$$u_s(T) = h_s(T) - R_* * T \quad (3.68)$$

$h_{f_s}$  é a entalpia de formação na base molar  $h_f$  da substância “s”. Os valores de entalpia de formação das substâncias envolvidas no processo estão apresentados na Tab. 3.2.

**Tabela 3.2 – Entalpia de formação  $h_f$  das substâncias envolvidas no processo.**

$kJ/kmol$	$CO_{2(g)}$	$H_2O_{(g)}$	$N_{2(g)}$	$CO_{(g)}$	$H_{2(g)}$	$O_{2(g)}$	etanol <sub>(g)</sub>
$h_f$	-393522	-241826	0	-110527	0	0	-235500,2

A partir dos valores específicos das propriedades na base molar, obtém-se os valores absolutos dessas propriedades multiplicando-se pela quantidade de moles de cada substância envolvida  $n_{Ms}$ , conforme a Eq. (3.69) e a Eq. (3.70).

$$H_s(T) = h_s(T) * n_{Ms} \quad (3.69)$$

$$U_s(T) = u_s(T) * n_{Ms} \quad (3.70)$$

### 3.6 – Cálculo da Razão de Calores Específicos

Neste trabalho, considera-se escoamento isentrópico dos gases através das válvulas de admissão e de escape para o cálculo da quantidade de massa que as atravessam e, posteriormente, aplica-se sobre o resultado um coeficiente de descarga  $C_d$ . Dessa forma, aproximam-se os resultados àqueles encontrados em escoamentos através das válvulas em motores reais, os quais não são nem adiabático nem reversível.

O processo isentrópico aplicado à equação de estado, representado pela Eq. (3.58), resulta na Eq. (3.71).

$$P * v^\gamma = constante \quad (3.71)$$

$\gamma$  é definido pela razão de calores específicos, conforme a Eq. (3.72).

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.72)$$

A partir dos calores específicos a pressão constante de cada substância e suas respectivas frações molares, obtiveram-se os calores específicos à pressão constante da mistura admitida  $c_{p adm}(T)$  e da mistura no escape  $c_{p esc}(T)$ , conforme a Eq. (3.73) e a Eq. (3.74), respectivamente.

$$c_{p_{adm}}(T) = \frac{c_{p_{etanol}}(T) * f_{Metanol} + c_{p_{H_2O}}(T) * f_{MH_2O} + c_{p_{O_2}}(T) * f_{Mar} + c_{p_{N_2}}(T) * \left(\frac{79}{21}\right) * f_{Mar}}{f_{Metanol} + f_{MH_2O} + \left(1 + \frac{79}{21}\right) * f_{Mar}} \quad (3.73)$$

$$c_{p_{esc}}(T) = \frac{c_{p_{CO_2}}(T) * f_{MCO_2} + c_{p_{H_2O_{out}}}(T) * f_{MH_2O_{out}} + c_{p_{N_2}}(T) * f_{MN_2} + c_{p_{CO}}(T) * f_{MCO} + c_{p_{H_2}}(T) * f_{MH_2} + c_{p_{O_2}}(T) * f_{MO_2}}{f_{MCO_2} + f_{MH_2O_{out}} + f_{MN_2} + f_{MCO} + f_{MH_2} + f_{MO_2}} \quad (3.74)$$

Finalmente, calculam-se as razões dos calores específicos da mistura admitida  $\gamma_{adm}(T)$  e da mistura no escape  $\gamma_{esc}(T)$ , conforme a Eq. (3.75) e a Eq. (3.76).

$$\gamma_{adm}(T) = \frac{c_{p_{adm}}(T)}{c_{p_{adm}}(T) - R} \quad (3.75)$$

$$\gamma_{esc}(T) = \frac{c_{p_{esc}}(T)}{c_{p_{esc}}(T) - R} \quad (3.76)$$

As razões dos calores específicos  $\gamma_{adm}(T)$  e  $\gamma_{esc}(T)$  são utilizadas no cálculo do escoamento dos gases através das válvulas, como será visto no item “3.9 - Processos de Admissão e de Escape”.

### 3.7 – Transferência de Calor entre o Fluido Operante e as Paredes do Cilindro

O processo de transferência de calor em motores de combustão interna se caracteriza por ser um processo transitório e tridimensional. Segundo GALLO (1990), admite-se um regime quasi-permanente nos modelos globais de transferência de calor instantâneo supondo-se válida a cada instante a expressão para a taxa de transmissão de calor entre o fluido operante e as paredes do cilindro, apresentada na Eq. (3.77).

$$\dot{Q}_p = h_p(\theta) * A(\theta) * (T(\theta) - T_p) \quad (3.77)$$

Sendo assim, a Eq. (3.77) é definida em função do coeficiente de película instantâneo  $h_p(\theta)$ , da área instantânea de troca de calor  $A(\theta)$ , da temperatura instantânea do gás no interior do

cilindro  $T(\theta)$  e da temperatura das paredes do cilindro  $T_p$ . Em um motor real a temperatura das paredes varia de alguns graus durante o ciclo, sendo essa variação considerada desprezível na maioria dos casos.

Para o coeficiente de película instantâneo  $h_p(\theta)$ , muitas correlações foram encontradas na literatura. Todavia, a escolha da correlação deste trabalho se baseou no estudo comparativo dessas correlações realizado por GALLO (1990). GALLO (1990) comparou métodos empíricos, semi-empíricos e experimentais para o coeficiente de película e concluiu, com base na avaliação das características de cada correlação, que a expressão proposta por HOHENBERG (1979) se mostra a mais adequada para a fase fechada do ciclo, a qual é expressa pela Eq. (3.78).

$$h_p(\theta) = F_1 * V(\theta)^{-0,06} * P(\theta)^{0,8} * T(\theta)^{-0,4} * (V_p + F_2)^{0,8} \quad (3.78)$$

Para a fase aberta, o estudo comparativo realizado por GALLO (1990) conclui que as correlações propostas por NISHIWAKY (1979) são mais adequadas, as quais são expressas pela Eq. (3.79) e Eq. (3.80) para os processos de admissão e de escape respectivamente.

$$h_p(\theta) = F_3 * V(\theta)^{-0,193} * (V_p * P(\theta))^{0,807} * T(\theta)^{-0,534} \quad (3.79)$$

$$h_p(\theta) = F_4 * V(\theta)^{-0,422} * (V_p * P(\theta))^{0,578} * T(\theta)^{-0,199} \quad (3.80)$$

Como se observa na Eq. (3.78), Eq. (3.79) e Eq. (3.80), o coeficiente de película instantâneo é função das constantes  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  e  $F_4$ , do volume instantâneo  $V(\theta)$ , da pressão instantânea  $P(\theta)$  e da temperatura instantânea  $T(\theta)$  dos gases no interior do cilindro e da velocidade média do pistão  $V_p$ .  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  e  $F_4$  são constantes que são ajustadas para cada motor, mas que possuem como valores usuais 130, 1,4, 82,3 e 679 respectivamente. A velocidade média do pistão  $V_p$ , que é uma forma de se considerar indiretamente os efeitos da turbulência no processo de troca de calor com as paredes, é expressa pela Eq. (3.81).

$$V_p = \left( \frac{2 * L * N}{60} \right) * 10^{-3} \quad (3.81)$$

Com a finalidade de suavizar a transição das expressões para cálculo do coeficiente de película instantâneo  $h_p(\theta)$ , adotou-se uma ponderação entre os valores obtidos por essas expressões em um intervalo angular do ciclo de 30° em torno de cada transição.

### 3.8 – Processo de Combustão com Duração Finita

O processo de combustão é uma das questões mais complexas na modelagem de motores de combustão interna por se tratar de um processo transitório, tridimensional e com escoamento turbulento. Em motores com ignição por centelha a complexidade é menos acentuada já que se considera, na maioria dos casos, homogênea a mistura ar/combustível admitida nos cilindros. Um dos aspectos fundamentais na modelagem da combustão está na definição do cálculo para taxa de fornecimento de energia ao sistema, ou seja, de que forma a mistura ar/combustível admitida a cada ciclo é consumida na reação de combustão.

Segundo GALLO (1990) existem três estratégias de simulação bastante empregadas e distintas para o processo de combustão. A primeira é a de se assumir um perfil de velocidade de queima do combustível, a segunda é a de se modelar a velocidade de propagação de chama através da câmara e a última é a de se incorporar modelos simplificados de turbulência e velocidade de propagação de chama. Neste trabalho optou-se pela metodologia de se assumir um perfil de velocidade de queima, o qual se mostrou mais simples para implementação e flexível quanto ao seu ajuste de acordo com o motor avaliado.

Dentre os modelos para o perfil de velocidade de queima de combustível encontrados na literatura, optou-se pelo modelo de Wiebe visto que esse modelo, desde seu desenvolvimento em 1967 (DA SILVA, 1992), continua sendo o modelo mais utilizado em pesquisas sobre modelagem termodinâmica da combustão. A equação de Wiebe determina a fração de massa queimada de combustível durante o ciclo termodinâmico do motor e sua versão integral é dada pela Eq. (3.82)

$$X_w(\theta) = 1 - \exp \left[ -a_w * \left( \frac{\theta - \theta_{ci}}{\Delta\theta_c} \right)^{m_w + 1} \right] \quad (3.82)$$

, onde  $\theta$  é o ângulo do eixo de manivelas,  $\theta_{ci}$  é o ângulo de início da combustão,  $\Delta\theta_c$  é a duração angular total da combustão, e  $a_w$  e  $m_w$  são parâmetros ajustáveis para cada motor. Variando-se  $a_w$  e  $m_w$  ocorre modificação significativa da forma da curva. De acordo com HEYWOOD (1988), os valores usuais de  $a_w$  e  $m_w$  são 5 e 2 respectivamente.

O parâmetro  $a_w$ , conhecido como parâmetro de eficiência da combustão, pode ser interpretado como um indicador do percentual de combustível admitido pelo motor que efetivamente queimou durante o processo ao se avaliar a função de Wiebe no ângulo de eixo de manivelas em que a combustão termina  $\theta_{cf}$ , conforme a Eq. (3.83). Maiores valores do parâmetro  $a_w$  indicam que maiores percentuais de combustível são queimados durante a combustão.

$$X_w(\theta_{cf}) = 1 - \exp \left[ -a_w * \left( \frac{\theta_{cf} - \theta_{ci}}{\Delta\theta_c} \right)^{m_w + 1} \right] \quad \rightarrow \quad X_w(\theta_{cf}) = 1 - \exp(-a_w) \quad (3.83)$$

O expoente  $(m_w + 1)$ , conhecido como parâmetro de velocidade de queima, permite o ajuste da curva permitindo a simulação de diferentes velocidades de queima do combustível variando-se o parâmetro de forma  $m_w$ . Quanto menor o valor do parâmetro de forma  $m_w$ , de maneira mais rápida se dá a queima do combustível.

Definido o perfil de velocidade de queima do combustível, estabelece-se a quantidade de energia obtida a partir da queima do combustível  $Q_c$  pela relação apresentada na Eq. (3.84) proposta por BLAIR (1999) e implementada por ALLA (2002)

$$Q_c = \eta_c * m_c * PCI \quad (3.84)$$

$\eta_c$  é um parâmetro denominado eficiência da combustão,  $m_c$  é a massa de combustível queimada pelo motor e  $PCI$  é o poder calorífico inferior do combustível. A eficiência da combustão  $\eta_c$  é calculada segundo a Eq. (3.85), sendo obtida em função do coeficiente de ar teórico  $\lambda$  e da eficiência máxima de combustão  $\eta_{cmáx}$ .

$$\eta_c = \eta_{cmáx} * (-1,6082 + 4,6509 * \lambda - 2,0746 * \lambda^2) \quad (3.85)$$

A eficiência de combustão  $\eta_c$  é da ordem de 90% para motores convencionais de ignição por centelha segundo HEYWOOD (1988). A eficiência da combustão  $\eta_c$  diz respeito ao fato de que nem todo combustível queimado libera completamente a energia por ele contida, ou seja, uma parcela do combustível se queima parcialmente formando hidrocarbonetos de menor tamanho e menor teor energético e esses são enviados ao coletor de escape do motor.

Sendo assim, admiti-se que o parâmetro  $a_w$  da função de Wiebe indica o percentual de combustível que efetivamente se queimou durante o processo de combustão e o parâmetro eficiência da combustão  $\eta_c$  indica o percentual de energia que efetivamente foi fornecido ao sistema por essa quantidade de combustível queimada.

O poder calorífico inferior  $PCI$  é a energia liberada na combustão completa de 1 kg de combustível e em geral é tomado como a entalpia de combustão  $h_c$  com o sinal trocado, conforme a Eq. (3.87). A entalpia de combustão é a quantidade de energia química liberada pela reação de combustão e é quantificada através da Eq. (3.86).

$$h_c = \sum_{produtos} n_{M_j} * h_{f_j} - \sum_{reagentes} n_{M_i} * h_{f_i} = -PCI \quad (3.86)$$

$$PCI = -h_c \quad (3.87)$$

Os índices “i” e “j” se referem a cada um dos constituintes na mistura reagente e da mistura de produtos da combustão, respectivamente, e  $n_M$  as respectivas quantidades de mols determinadas para 1 kg de combustível.

Em casos em que se tem conhecimento do valor do  $PCI$  do combustível avaliado, obtido a partir de resultados experimentais, pode-se inseri-lo nos dados de entrada do algoritmo desenvolvido e assim o algoritmo utiliza esse valor ao invés de desenvolver o cálculo teórico do  $PCI$  a partir da entalpia de combustão  $h_c$ .

### 3.9 – Processos de Admissão e de Escape

Dentre as características principais do escoamento através das válvulas de admissão e de escape enquadram-se a variação da área de escoamento dos gases, a transitoriedade característica entre os ciclos do motor e o gradiente de pressão entre o interior dos cilindros e os coletores.

Para a modelagem do escoamento através das válvulas, utilizou-se o modelo encontrado em GALLO (1990), no qual, para determinar o fluxo mássico através das válvulas, assume-se um processo quase-permanente com hipótese de escoamento isentrópico modificado por um coeficiente de descarga  $C_d$ , definido pela Eq. (3.88)

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{isent}} = \frac{\frac{dm}{dt}}{\frac{dm_{isent}}{dt}} \quad (3.88)$$

$\dot{m}_{isent}$  representa o fluxo mássico desenvolvido através da válvula em um processo isentrópico e  $\dot{m}$  o fluxo mássico desenvolvido no processo real.

Além disso, GALLO (1990) apresenta duas equações para o cálculo do fluxo mássico através das válvulas, as quais se distinguem pelo tipo de escoamento para as quais as mesmas são válidas. São eles o escoamento subsônico e o escoamento sônico. O escoamento subsônico é aquele no qual a velocidade do escoamento é menor do que a velocidade do som. O escoamento é considerado subsônico se ele atende a relação dada pela Eq. (3.89).

$$\frac{P_x}{P_y} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.89)$$

$P_x$  e  $P_y$  são as pressões a montante e a jusante do escoamento, respectivamente, e  $\gamma$  a razão dos calores específicos, dada pela Eq. (3.72).

O fluxo mássico através da válvula em um escoamento subsônico é obtido pela Eq. (3.90).

$$\frac{dm}{dt} = \frac{C_d(\theta) * A_v(\theta) * P_y}{\sqrt{R * T_y}} * \sqrt{\left(\frac{2 * \gamma}{\gamma - 1}\right) * \left[\left(\frac{P_x}{P_y}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_x}{P_y}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} \quad (3.90)$$

Assim, calcula-se a quantidade de massa atravessando a válvula no intervalo angular  $d\theta$  do eixo de manivelas conforme a expressão apresentada na Eq. (3.91).

$$dm = \frac{c_d(\theta) * A_v(\theta) * P_y}{\sqrt{R_* T_y}} * \sqrt{\left(\frac{2 * \gamma}{\gamma - 1}\right) * \left[\left(\frac{P_x}{P_y}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_x}{P_y}\right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}}\right] * \left(\frac{60}{2 * \pi * N}\right) * d\theta} \quad (3.91)$$

$T_x$  e  $T_y$  são as temperaturas a montante e a jusante do escoamento, respectivamente, e  $N$  a velocidade de rotação do motor.

Já o escoamento sônico é aquele no qual a velocidade do escoamento é igual à velocidade do som. Esse tipo de escoamento ocorre, principalmente, nos instantes que sucedem a abertura da válvula de escape devido aos elevados gradientes de pressão entre o interior dos cilindros e o coletor de escape. O escoamento sônico ocorre se a desigualdade apresentada na Eq. (3.92) se verifica.

$$\frac{P_x}{P_y} \geq \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.92)$$

O fluxo mássico através da válvula em um escoamento sônico é obtido pela Eq. (3.93).

$$\frac{dm}{dt} = \frac{c_d(\theta) * A_v(\theta) * P_y}{\sqrt{R_* T_y}} * \sqrt{\gamma * \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma + 1}{2 * (\gamma - 1)}}} \quad (3.93)$$

Assim, calcula-se a quantidade de massa atravessando a válvula no intervalo angular  $d\theta$  do eixo de manivelas, conforme expressão apresentada na Eq. (3.94).

$$dm = \frac{c_d(\theta) * A_v(\theta) * P_y}{\sqrt{R_* T_y}} * \sqrt{\gamma * \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma + 1}{2 * (\gamma - 1)}} * \left(\frac{60}{2 * \pi * N}\right) * d\theta} \quad (3.94)$$

Segundo GALLO (1990), a pressão nos coletores é uma pressão pulsátil devido à natureza periódica dos fenômenos de admissão e de escape e devido à propagação de ondas nas tubulações que constituem os coletores. No entanto, a hipótese de pressão constante é frequentemente considerada por proporcionar simulações rápidas e baratas além de resultados bastante adequados quando comparados aos resultados experimentais.

O coeficiente de descarga  $C_d(\theta)$  utilizado na presente dissertação segue a metodologia adotada por KASTNER et al. (1963) para a qual, baseado em ensaios com diferentes relações de pressão, entre os gases presentes no coletor e no interior dos cilindros e com válvulas de diferentes diâmetros, obteve-se uma curva única para o coeficiente de descarga em função do parâmetro adimensional  $YD_v(\theta)$ , conforme a Eq. (3.95)

$$C_d(\theta) = \sum_{n=0}^{n=10} (B_n * YD_v(\theta)^n) \quad (3.95)$$

, onde os coeficientes  $B_n$  são apresentados na Tab. 3.3:

**Tabela 3.3 - Coeficientes para determinação do coeficiente de descarga  $C_d$ .**

<b>B<sub>0</sub></b>	<b>B<sub>1</sub></b>	<b>B<sub>2</sub></b>	<b>B<sub>3</sub></b>	<b>B<sub>4</sub></b>	<b>B<sub>5</sub></b>	<b>B<sub>6</sub></b>	<b>B<sub>7</sub></b>	<b>B<sub>8</sub></b>	<b>B<sub>9</sub></b>	<b>B<sub>10</sub></b>
9,99988E-01	7,63357E-01	-4,08948E+02	1,88586E+04	-4,01632E+05	4,72019E+06	-3,29527E+07	1,40149E+08	-3,56792E+08	5,00400E+08	-2,97737E+08

Nesse trabalho, aplicou-se um coeficiente de eficiência  $\eta_{Cd}$  para o fluxo que se desenvolve do interior do cilindro para o duto exterior, seja ele o duto de admissão ou o duto de escape. Tal consideração visa representar a menor eficiência do fluxo através das válvulas do interior do cilindro para o exterior devido à geometria e orientação das válvulas. Assim, a relação para coeficiente de descarga para o fluxo de gases do exterior para o interior dos cilindros é dada pela Eq. (3.96) e a relação para o coeficiente de descarga para o fluxo de gases do interior para o exterior dos cilindros é dada pela Eq. (3.97).

$$C_{dei}(\theta) = \sum_{n=0}^{n=10} (B_n * YD_v(\theta)^n) \quad (3.96)$$

$$C_{die}(\theta) = \eta_{Cd} * \sum_{n=0}^{n=10} (B_n * YD_v(\theta)^n) \quad (3.97)$$

Adota 0,95 como valor para  $\eta_{Cd}$ .

## 4 – Modelo Termodinâmico

O modelo termodinâmico utilizado na presente dissertação se distingue entre as duas fases do ciclo termodinâmico do motor de combustão interna, sendo elas a fase aberta e a fase fechada. Para cada uma dessas fases adota-se um modelo termodinâmico, sendo ambos baseados na primeira lei da termodinâmica. Para a fase fechada adota-se a primeira lei da termodinâmica para sistema fechado e para a fase aberta adota-se a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle.

### 4.1 – Fase Fechada

Devido ao vazamento de gases pela folga dos anéis para o cárter, fenômeno conhecido por “*blow-by*”, não há na realidade uma fase efetivamente fechada em motores de combustão interna. No entanto para motores em bom estado de conservação esse vazamento é muito pequeno podendo ser desprezado. Neste trabalho considera-se um motor em bom estado de funcionamento e, logo, o fenômeno “*blow-by*” é considerado desprezível.

A fase fechada do ciclo termodinâmico do motor contempla os processos de compressão, de combustão e de expansão. A formulação termodinâmica para a fase fechada do ciclo é baseada na primeira lei da termodinâmica para sistema fechado, que na forma diferencial é representada pela Eq. (4.1).

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (4.1)$$

A primeira parcela da Eq. (4.1), referente à variação infinitesimal de energia interna dos gases presentes no interior do cilindro  $dU$ , é representada para o intervalo angular  $d\theta$  do algoritmo pela Eq. (4.2).

$$dU = U(\theta_2) - U(\theta_1) = dU_{prod} * X_w(\theta) + dU_{reag} * (1 - X_w(\theta)) + dU_{res} \quad (4.2)$$

$\theta_1$  e  $\theta_2$  definem o intervalo angular  $d\theta$  do algoritmo, sendo o índice “1” referente ao ângulo do eixo de manivelas no passo anterior e o índice “2” referente ao ângulo do eixo de manivelas no passo atual do algoritmo e  $X_w(\theta)$  a função de Wiebe, dada pela Eq. (3.82).

Na Eq. (4.2), verifica-se que durante a fase de compressão, onde  $X_w(\theta)=0$ , ocorre variação de energia interna dos reagentes  $dU_{reag}$  e dos gases residuais  $dU_{res}$  enquanto durante a fase de expansão, onde  $X_w(\theta)$  é próximo da unidade, ocorre, preponderantemente, variação de energia interna dos produtos da combustão  $dU_{prod}$  e dos gases residuais  $dU_{res}$ . Durante o processo de combustão coexistem na mistura de gases no interior do cilindro reagentes, produtos e gases residuais, sendo suas respectivas quantidades de variação de energia interna ponderadas pela fração de massa de combustível queimada definida pela função de Wiebe.

No item “3.5 - Cálculo das Propriedades Termodinâmicas das Substâncias” descreve-se o procedimento de cálculo da energia interna de cada substância  $U_s$  e no item “3.2 - Balanceamento da Equação da Combustão” apresentam-se as substâncias que coexistem nas misturas de reagentes e de produtos durante o ciclo. Assim, a partir dessas informações se obtêm os termos de variação de energia interna  $dU_{prod}$ ,  $dU_{reag}$  e  $dU_{res}$  no intervalo angular  $d\theta$  definido no algoritmo, conforme a Eq. (4.3), a Eq. (4.4) e a Eq. (4.5), respectivamente

$$dU_{prod} = dU_{CO_2} + dU_{H_2O_{out}} + dU_{N_2} + dU_{O_2} + dU_{CO} + dU_{H_2} \quad (4.3)$$

$$dU_{reag} = dU_{etanolH} + dU_{ar} \quad (4.4)$$

$$dU_{res} = dU_{prod} * f \quad (4.5)$$

$f$  representa a fração molar de gás residual presente na mistura admitida pelo cilindro no início da fase fechada proveniente de ciclos antecedentes e é definido pela Eq. (4.6).

$$f = \frac{n_{Mres}}{n_{Mad}} \quad (4.6)$$

No modelo proposto, assume-se que os gases residuais têm a mesma composição química dos produtos da combustão. Tal consideração é bastante plausível visto que a quantidade de

combustível não queimado pelo processo de combustão é da ordem de 1%.

O segundo termo da Eq. (4.1), referente à transferência infinitesimal de calor ao sistema  $\delta Q$ , pode ser interpretado segundo a Eq. (4.7).

$$\delta Q = dQ_c + \delta Q_p \quad (4.7)$$

, onde  $dQ_c$  é a transferência infinitesimal de calor ao sistema devido a queima da fração mássica de combustível e  $\delta Q_p$  é a transferência infinitesimal de calor entre os gases no interior do cilindro e suas paredes. Esses termos são obtidos a partir da Eq. (3.84) e da Eq. (3.77) ao serem tomados para o intervalo angular  $d\theta$  do algoritmo, resultando na Eq. (4.8) e Eq. (4.9), respectivamente.

$$dQ_c = \eta_c * m_c * PCI * (X_w(\theta_2) - X_w(\theta_1)) \quad (4.8)$$

$$\delta Q_p = h_p(\theta) * A(\theta) * (T(\theta) - T_p) * \left(\frac{60}{2*\pi*N}\right) * d\theta \quad (4.9)$$

Finalmente, o terceiro termo da Eq. (4.1), referente ao trabalho infinitesimal  $\delta W$  aplicado sobre ou recebido pelo sistema no intervalo  $d\theta$  do algoritmo, pode ser expresso pela Eq. (4.10).

$$\delta W = P * dV = \left(\frac{P(\theta_2)+P(\theta_1)}{2}\right) * (V(\theta_2) - V(\theta_1)) \quad (4.10)$$

## 4.2 – Fase Aberta

A fase aberta do ciclo termodinâmico do motor contempla os processos de escape e de admissão. A formulação termodinâmica para a fase aberta do ciclo é baseada na primeira lei da termodinâmica para volume de controle, que na forma diferencial é representada pela Eq. (4.11).

$$dU = \delta Q - \delta W + \sum_{vv} dm_e * h_e - \sum_{vv} dm_s * h_s \quad (4.11)$$

$dm_e$  e  $dm_s$  são as quantidades mássicas infinitesimais entrando e saindo do cilindro através das vv válvulas e  $h_e$  e  $h_s$  são as entalpias associadas a essas massas.

O cálculo da variação infinitesimal de energia interna  $dU$  da Eq. (4.11) é análogo ao da fase fechada. A diferença está no fato de que na fase aberta há fluxo de massas entre o interior do cilindro e os coletores e, sendo assim, faz-se necessário conhecer a composição exata da mistura no interior do cilindro a cada instante do ciclo do motor.

O segundo termo da Eq. (4.11), referente à transferência infinitesimal de calor  $\delta Q$ , é calculado de forma similar ao cálculo efetuado na fase fechada, havendo distinção quanto à relação para o coeficiente de película instantâneo empregado no equacionamento.

O terceiro termo da Eq. (4.11), referente ao trabalho infinitesimal  $\delta W$  aplicado sobre ou recebido pelo sistema no intervalo  $d\theta$  do algoritmo, é calculado de maneira idêntica à fase fechada.

As duas últimas parcelas da Eq. (4.11), que representam a quantidade infinitesimal de energia que atravessa o volume de controle, podem ser calculadas a partir da quantidade de massa em trânsito  $dm$  e da respectiva entalpia  $h$ . O procedimento de cálculo do fluxo mássico apresenta-se no item “3.9 - Processos de Admissão e de Escape” e o procedimento de cálculo da entalpia no item “3.5 - Cálculo das Propriedades Termodinâmicas das Substâncias”.

### 4.3 – Hipóteses

Descritos o modelo termodinâmico e os fundamentos teóricos, apresenta-se a seguir as hipóteses simplificadoras adotadas no modelo de simulação computacional proposto pela presente dissertação:

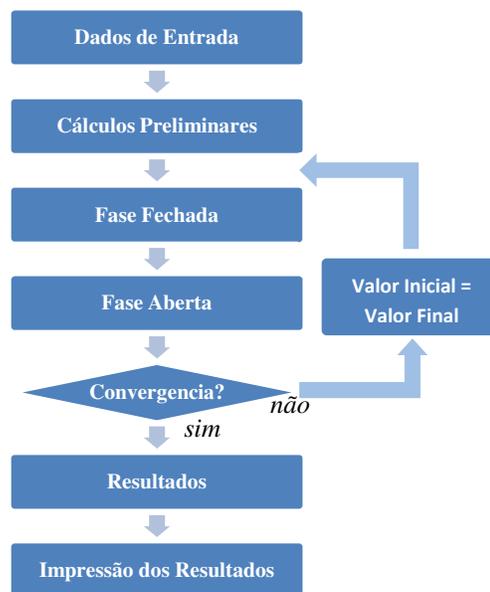
- A mistura ar/combustível admitida nos cilindros é homogênea;
- O ar atmosférico tem composição molar 21% oxigênio  $O_2$  e 79% nitrogênio  $N_2$ ;
- Os produtos da combustão são dióxido de carbono  $CO_2$ , vapor d'água  $H_2O$ , nitrogênio  $N_2$ , oxigênio  $O_2$ , monóxido de carbono  $CO$  e hidrogênio  $H_2$ ;
- Os gases residuais provenientes de ciclos anteriores tem a mesma composição dos produtos da combustão;

- A mistura ar/combustível e os produtos da combustão comportam-se como gases ideais;
- A reação química considerada é a de combustão durante o processo de combustão gerando variação da composição do fluido operante, sendo as outras etapas do processo admitidas com composição invariante em relação a esse fenômeno;
- A pressão instantânea  $P(\theta)$  e a temperatura instantânea  $T(\theta)$  do fluido operante são uniformes em toda a câmara a cada instante;
- O processo de combustão ocorre de maneira simultânea em todos os pontos no interior do cilindro e é modelado segundo o modelo de Wiebe;
- A câmara de combustão tem formato cilíndrico, não se considerando o formato complexo dos cabeçotes de motores reais;
- A câmara de combustão é perfeitamente vedada não havendo vazamentos pelos anéis de segmento, fenômeno conhecido como “*blow-by*”;
- Os efeitos de turbulência não são considerados de forma direta no processo de transferência de calor com as paredes, mas sim indiretamente através da velocidade do pistão  $V_p$ ;
- A velocidade de rotação do eixo de manivelas é constante;
- A temperatura de parede dos cilindros  $T_p$  é constante;
- O escoamento através das válvulas é formulado como sendo isentrópico e depois corrigido por um coeficiente de descarga  $C_d(\theta)$  obtido empiricamente na literatura;
- As pressões dos gases nos coletores de admissão  $P_{adm}$  e de escape  $P_{esc}$  são constantes;
- O cálculo do valor das propriedades termodinâmicas de cada substância é efetuado a partir da expressão para o calor específico à pressão constante  $c_{ps}(\theta)$ , a qual foi obtida por mínimos quadrados e em função da temperatura a partir de tabelas termodinâmicas encontradas na literatura;
- Não se consideram a dissociação térmica e o equilíbrio químico na modelagem termodinâmica;
- Aplica-se a eficiência da combustão  $\eta_c$ , proposta por BLAIR (1999) e utilizada por ALLA (2002), sobre os resultados de energia fornecida pelo combustível  $Q_c$  para compensar a não consideração da dissociação térmica e do equilíbrio químico na modelagem termodinâmica;
- No intervalo angular  $d\theta$  do algoritmo o processo se desenvolve em regime permanente, ou seja, o regime é quase permanente.

## 5 – Modelo de Simulação Computacional

Definidos os fundamentos teóricos e o modelo termodinâmico, apresenta-se a seguir o modelo de simulação computacional desenvolvido na linguagem de programação *MATLAB* para simular o ciclo termodinâmico de motores com ignição por centelha. O algoritmo contempla três maneiras possíveis para a análise do motor a ser avaliado.

A primeira maneira para a análise é aquela na qual se deseja avaliar uma condição específica e pontual de funcionamento do motor. A estrutura do algoritmo para essa maneira de se analisar está representada no diagrama de blocos da *Fig. 5.1*.

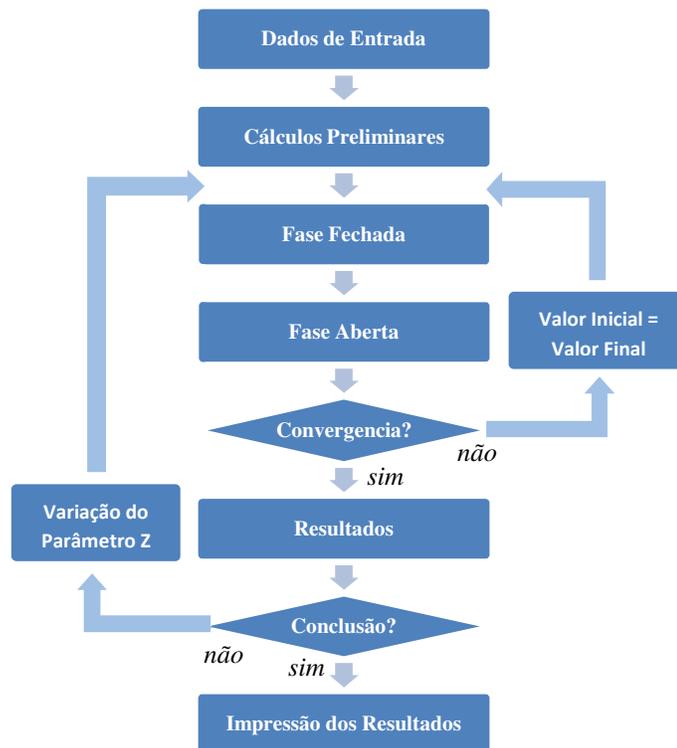


**Figura 5.1** – Avaliação de uma condição específica e pontual de funcionamento do motor – Diagrama de blocos.

Nessa maneira de análise, obtêm-se as curvas de temperatura e pressão instantâneas dos gases no interior dos cilindros em função do ângulo do eixo de manivelas e a curva da pressão instantânea pelo volume instantâneo. Além disso, são impressos resultados relevantes da simulação na área de trabalho do programa *MATLAB*. Citam-se, por exemplo, grandezas como o rendimento térmico  $\eta_t$ , a pressão média  $P_m$ , a potência média  $N_m$ , o torque médio  $T_m$  e o consumo específico de combustível  $CEC$ , tanto no referencial indicado como no referencial efetivo.

As grandezas no referencial indicado são aquelas disponíveis no interior dos cilindros devido à energia contida nos gases envolvidos no processo enquanto que as características efetivas são aquelas disponíveis no eixo do motor.

A segunda maneira para a análise do motor é aquela em que se deseja avaliar as mesmas curvas e resultados citados na análise anterior em função de um determinado parâmetro  $Z$ . A estrutura do algoritmo para essa estratégia de análise segue o diagrama de blocos da *Fig. 5.2*.

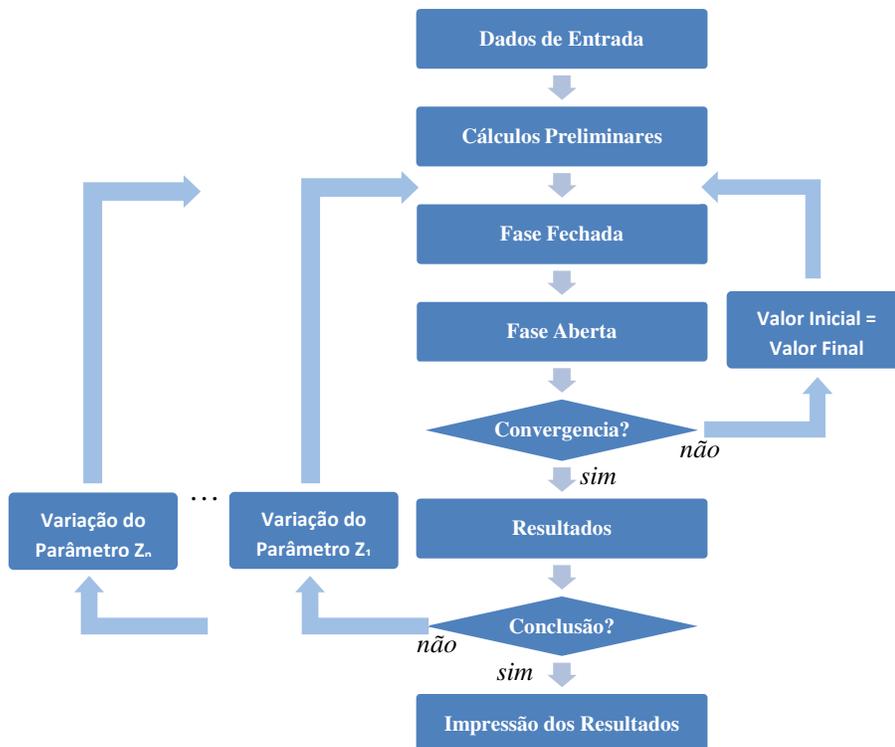


**Figura 5.2 – Avaliação da influência de um determinado parâmetro  $Z$  sobre os resultados – Diagrama de blocos.**

Nesse caso, o parâmetro escolhido para análise é selecionado e insere-se, nos campos de inserção devidamente estabelecidos nos dados de entrada do algoritmo, o intervalo de avaliação do referido parâmetro e a quantidade de valores que se deseja avaliar no intervalo informado. Como resultado, o algoritmo fornece as mesmas curvas citadas na análise anterior só que agora as curvas se apresentam sobrepostas em função dos valores definidos do parâmetro em análise. Além disso, os resultados, antes impressos na área de trabalho do programa *MATLAB*, agora são impressos sobre gráficos em função dos valores do parâmetro em análise.

O algoritmo foi escrito de forma a contemplar uma quantidade finita de parâmetros possíveis de análise de acordo com sua relevância para caracterização do motor. No entanto, podem-se acrescentar ao algoritmo outros parâmetros para análise de acordo com as necessidades do usuário. Para tal, aplica-se a mesma estrutura dos demais parâmetros existentes no algoritmo.

A terceira maneira para análise é aquela em que se deseja avaliar a influência de um par ou um conjunto de parâmetros simultaneamente sobre as curvas e resultados do ciclo de funcionamento do motor. A estrutura do algoritmo para este tipo de análise segue o diagrama de blocos da *Fig. 5.3*.



**Figura 5.3 – Avaliação de um par ou um conjunto de parâmetros sobre os resultados – Diagrama de blocos.**

Na *Fig. 5.3* estão representados os parâmetros  $Z_n$  possíveis de análise, os quais podem se combinar de diversas formas proporcionando uma vasta gama de análises. O procedimento de execução é análogo ao apresentado para análise de apenas um parâmetro, se diferenciando apenas na quantidade de parâmetros avaliados simultaneamente. Os resultados são os mesmos citados nas análises anteriores mais os resultados específicos relacionados aos parâmetros em análise.

A seguir descrevem-se cada uma das etapas dos diagramas de blocos apresentados acima.

## 5.1 - Dados de entrada

Os dados de entrada necessários à simulação estão relacionados à condição ambiente, às grandezas geométricas e de projeto do motor, ao regime de operação do motor e às propriedades das substâncias envolvidas no processo, os quais estão detalhados a seguir:

- Condição ambiente: Pressão ambiente  $P_o$  e temperatura ambiente  $T_o$ ;
- Grandezas geométricas e de projeto do motor: Número de cilindros  $n_{cil}$ , taxa de compressão geométrica  $TC$ , curso do pistão  $L$ , diâmetro do cilindro  $d$ , comprimento da biela  $l$ , diâmetro da válvula de admissão  $d_{vadm}$ , diâmetro da válvula de escape  $d_{vesc}$ , duração angular da elevação da válvula de admissão  $\alpha_{Tadm}$ , duração angular da elevação da válvula de escape  $\alpha_{Tesc}$ , elevação adimensional máxima da admissão  $YD_{máxadm}$ , elevação adimensional máxima do escape  $YD_{máxesc}$  e ângulos de início de elevação das válvulas de admissão e de escape.
- Regime de operação do motor: Velocidade de rotação do eixo de manivelas  $N$ , pressão no coletor de admissão  $P_{adm}$ , pressão no coletor de escape  $P_{esc}$ , temperatura de parede do cilindro  $T_p$  e ângulo de ignição  $\theta_{ig}$ .
- Propriedades das substâncias envolvidas: massa molar  $M_s$ , entalpia de formação  $h_{fs}$ , calor específico a pressão constante  $c_{ps}(T)$ . Fração volumétrica de etanol anidro no combustível  $f_{vetanol}$ , poder calorífico inferior do etanol anidro  $PCI_{etanol}$  e densidade relativa do etanol anidro  $\rho_{etanol}$  ou, caso se tenha o conhecimento, o poder calorífico inferior do etanol hidratado  $PCI_{etanolH}$ . Ainda em relação ao combustível, a duração da combustão  $\Delta\theta_c$ , o fator de forma  $m_w$ , o parâmetro de eficiência da função de Wiebe  $a_w$  e coeficiente de ar teórico  $\lambda$ .

## 5.2 - Cálculos Preliminares

Os cálculos preliminares são efetuados em função do ângulo do eixo de manivelas  $\theta$  e estão relacionados às grandezas geométricas e de projeto do motor, ao balanceamento da equação da combustão e a massa admitida pelo motor  $m_c$ .

- Cálculos relativos às grandezas geométricas e de projeto do motor: Deslocamento instantâneo  $D(\theta)$ , área instantânea do cilindro  $A(\theta)$ , volume instantâneo do cilindro  $V(\theta)$ , elevação instantânea das válvulas de admissão  $e_{vadm}(\theta)$  e de escape  $e_{vesc}(\theta)$ , área instantânea de escoamento através da válvula de admissão  $A_{vadm}(\theta)$  e de escape  $A_{vesc}(\theta)$ ;
- Cálculos relativos ao balanceamento da equação de combustão: Frações molares de cada substância  $f_{Ms}$  presente no cilindro em função do coeficiente de ar teórico  $\lambda$ ;
- Cálculo da massa admitida pelo motor  $m_c$ : Cálculo da massa de mistura no interior do cilindro no momento do fechamento da válvula de admissão.

### 5.3 - Fase fechada

Na fase fechada há uma desigualdade a ser respeitada pelo algoritmo baseada na primeira lei da termodinâmica para sistema fechado. Sendo assim, o algoritmo efetua os cálculos relativos às variações infinitesimais de energia interna  $dU$ , de transferência de calor  $\delta Q$  e de trabalho  $\delta W$  para um determinado ângulo de eixo de manivelas, a uma dada pressão  $P(\theta)$  e temperatura  $T(\theta)$ , e verifica a desigualdade expressa na Eq. (5.1).

$$|dU - \delta Q + \delta W| < \chi \quad (5.1)$$

, onde  $\chi$  é o erro admissível para a desigualdade. Neste trabalho admite-se  $\chi=0,001$ .

Caso a desigualdade da Eq. (5.1) não se estabeleça, calcula-se uma nova temperatura  $T(\theta)$  em função dos erros e temperaturas das iterações de convergência atual e anterior, calcula-se a nova pressão  $P(\theta)$  pela equação de estado, calculam-se novamente os termos da primeira lei para sistema fechado e verifica-se a desigualdade da Eq. (5.1). Esse procedimento se repete até que se verifique a desigualdade para o respectivo ângulo de eixo de manivelas  $\theta$ . Em seguida, incrementa-se um passo angular  $d\theta$  no algoritmo e se repete a metodologia descrita acima até que toda a extensão da fase fechada tenha sido percorrida.

## 5.4 - Fase aberta

Na fase aberta, tem-se também uma desigualdade a ser respeitada pelo algoritmo, que no caso é a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle. Sendo assim, efetuam-se os cálculos relativos às variações infinitesimais de energia interna  $dU$ , de transferência de calor  $\delta Q$ , de trabalho  $\delta W$  e o fluxo de energia que atravessa o volume de controle para um determinado ângulo de eixo de manivelas  $\theta$ , a uma dada pressão  $P(\theta)$  e temperatura  $T(\theta)$ , e verifica-se a desigualdade dada pela Eq. (5.2).

$$|dU - \delta Q + \delta W - \sum_{vv} dm_e * h_e - \sum_{vv} dm_s * h_s| < \chi \quad (5.2)$$

, onde  $\chi$  é o erro admissível para a desigualdade. Neste trabalho admite-se  $\chi=0,001$ .

Caso a desigualdade da Eq. (5.2) não se estabeleça, calcula-se uma nova temperatura  $T(\theta)$  em função dos erros e temperaturas das iterações de convergência atual e anterior, calcula-se a nova pressão  $P(\theta)$  pela equação de estado, calculam-se novamente os termos da primeira lei para um volume de controle e verifica-se a desigualdade da Eq. (5.2). Esse procedimento se repete até que se verifique a desigualdade para o respectivo ângulo de eixo de manivelas  $\theta$ . Antes de prosseguir ao próximo passo do algoritmo, recalcula-se a massa no interior do cilindro já que houve um fluxo mássico através do volume de controle nesse intervalo do algoritmo. Em seguida, incrementa-se um passo angular  $d\theta$  no algoritmo e se repete a metodologia até que toda a extensão da fase aberta seja percorrida.

## 5.5 – Verificação de Convergência

Para se atingir a convergência do algoritmo na simulação do ciclo termodinâmico do motor avaliado, verifica-se a desigualdade que relaciona o valor calculado  $f''$  e o valor estimado  $f'$  de fração de gás residual na mistura no interior dos cilindros, dada pela Eq. (5.3).

$$|f'' - f'| < \chi \quad (5.3)$$

, onde  $\chi$  é o erro admissível para a desigualdade. Neste trabalho admite-se  $\chi=0,001$ . A fração de gás residual calculada  $f''$  é obtida a partir da Eq. (5.4).

$$f'' = \frac{n_{Mres}}{n_{Mad}} \quad (5.4)$$

A quantidade molar de gás residual  $n_{Mres}$  no ciclo é obtida pela soma da quantidade de mols de gás residual no interior do cilindro no momento em que a válvula de escape se fecha e a quantidade de mols de gás residual que atravessou a válvula de admissão desde sua abertura nesse mesmo instante, ou seja, a quantidade de mols de gás residual que entrou no coletor de admissão devido ao gradiente de pressão, conhecido também como fluxo reverso no coletor de admissão.

Caso a desigualdade da Eq. (5.3) não se estabeleça, tomam-se os valores finais de pressão, temperatura e fração de gás residual como novas estimativas para o ciclo termodinâmico e realiza-se o procedimento descrito até então novamente. Tal procedimento é realizado até que a condição de desigualdade da Eq. (5.3) se verifique.

O critério de convergência é verificado sobre a fração de gás residual, pois se trata do resultado que alcança a convergência mais dificilmente. Assim, se o resultado de fração de gás convergiu, pode-se garantir que os outros resultados efetivamente alcançaram a convergência.

## 5.6 – Cálculos dos Resultados

Após a convergência do algoritmo, para uma determinada condição de funcionamento do motor, calculam-se algumas das grandezas referentes ao ciclo termodinâmico a partir dos dados obtidos e armazenados durante a simulação, como apresentado a seguir.

Primeiramente, calculam-se o rendimento volumétrico  $\eta_v$  e o trabalho líquido do ciclo do motor  $W_{Lciclo}$ , definidos pela Eq. (5.5) e Eq. (5.6) respectivamente. O trabalho líquido do ciclo é calculado pela Eq. (5.7), de acordo com a estrutura do algoritmo desenvolvido.

$$\eta_v = \frac{m_{ad}}{m_{ad(T0,P0)}} \quad (5.5)$$

$$W_{Lciclo} = \int (P - P_0) * dv \quad (5.6)$$

$$W_{Lciclo} = \sum n_{d\theta} \left( \frac{P(\theta_2) + P(\theta_1)}{2} - P_0 \right) * (V(\theta_2) - V(\theta_1)) \quad (5.7)$$

, onde o índice “1” é referente ao ângulo do eixo de manivelas no passo anterior e o índice “2” é referente ao ângulo do eixo de manivelas no passo atual do algoritmo, definindo o trabalho líquido infinitesimal em um determinado intervalo  $d\theta$ . O parâmetro  $n_{d\theta}$  define a quantidade de incrementos  $d\theta$  que discretizam o ciclo termodinâmico, admitido com valor 7200 no presente trabalho resultando em um  $d\theta$  de 0,1° de giro do eixo de manivelas.

A partir do trabalho líquido do ciclo do motor  $W_{Lciclo}$ , calculam-se as grandezas indicadas do mesmo. São elas o rendimento térmico indicado  $\eta_{ti}$ , a pressão média indicada  $Pm_i$ , a potência média indicada  $Nm_i$ , o torque médio indicado  $Tm_i$  e o consumo específico de combustível indicado  $CEC_i$ , conforme Eq. (5.8), Eq. (5.9), Eq. (5.10), Eq. (5.11) e Eq. (5.12), respectivamente

$$\eta_{ti} = \frac{W_{Lciclo}}{m_{etanolH} * PCI_{etanolH}} \quad (5.8)$$

$$Pm_i = \frac{W_{Lciclo}}{V_{cc}} \quad (5.9)$$

$$Nm_i = \frac{Pm_i * V_{cc} * N * n_{cil}}{60 * 2} \quad (5.10)$$

$$Tm_i = \frac{Nm_i * 60}{2 * \pi * N} \quad (5.11)$$

$$CEC_i = \frac{\dot{m}_{etanolH}}{N_i} \quad (5.12)$$

Os resultados obtidos por simulação que se referem às grandezas indicadas de funcionamento do motor podem ser comparados aos resultados obtidos experimentalmente caso se disponha de um sistema de medição capaz de levantar o diagrama indicador do motor nas mesmas condições de funcionamento da simulação. Esse procedimento permite a validação dos

resultados obtidos no algoritmo no que diz respeito à obtenção dos dados indicados do referido motor ao se ajustarem as constantes existentes no modelo termodinâmico adotado.

No caso em que o usuário deseje obter os resultados referentes às grandezas efetivas do motor o algoritmo permite obter boas estimativas, utilizando-se da relação encontrada na norma ABNT NBR-5477 para o cálculo do rendimento mecânico do motor em função da pressão média efetiva  $Pm_e$ , e da velocidade de rotação do eixo de manivelas  $N$ , conforme a Eq. (5.13).

$$\eta_{mecABNT} = \frac{1}{1 + \frac{6,89*x - y*Pm_e}{Pm_e}} \quad (5.13)$$

Essa relação representa os resultados de uma série extensa e variada de motores ensaiados em dinamômetro. A simples manipulação da Eq. (5.13) permite calcular a pressão média efetiva  $Pm_e$  em função da pressão média indicada  $Pm_i$ , conforme a Eq. (5.14).

$$Pm_e = \frac{Pm_i - 6,89*x}{1 - y} \quad (5.14)$$

$$x = 16,3761 + 2,28629 * \left(\frac{N}{1000}\right) + 0,297053 * \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \quad (5.15)$$

$$y = \frac{1}{100} * \left[ 5,44659 - 0,02495 * -0,174376 * \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \right] \quad (5.16)$$

Assim, com o conhecimento da pressão media efetiva  $Pm_e$  e da pressão media indicada  $Pm_i$  calcula-se o rendimento mecânico  $\eta_{mecABNT}$ , conforme a Eq. (5.17),

$$\eta_{mecABNT} = \frac{Pm_e}{Pm_i} \quad (5.17)$$

, e conseqüentemente os valores das grandezas efetivas. São elas o rendimento térmico efetivo  $\eta_{ie}$ , a potência média efetiva  $Nm_e$ , o torque médio efetivo  $Tm_e$  e o consumo específico de combustível efetivo  $CEC_e$ , conforme a Eq. (5.18), a Eq. (5.19), a Eq. (5.20) e a Eq. (5.21), respectivamente.

$$\eta_{t_e} = \eta_{mecABNT} * \eta_{t_i} \quad (5.18)$$

$$Nm_e = \eta_{mec_{ABNT}} * N_i \quad (5.19)$$

$$Tm_e = \eta_{mec_{ABNT}} * T_i \quad (5.20)$$

$$CEC_e = \eta_{mec_{ABNT}} * CEC_i \quad (5.21)$$

Assim, podem-se obter da mesma maneira os valores das grandezas de atrito a partir dos valores das grandezas efetivas e indicadas. São elas a pressão média de atrito  $Pm_f$ , a potência média de atrito  $Nm_f$ , o torque médio de atrito  $Tm_f$  e o consumo específico de combustível de atrito  $CEC_f$ , conforme a Eq. (5.22), a Eq. (5.23), a Eq. (5.24) e a Eq. (5.25), respectivamente,

$$Pm_f = Pm_i - Pm_e \quad (5.22)$$

$$Nm_f = Nm_i - Nm_e \quad (5.23)$$

$$Tm_f = Tm_i - Tm_e \quad (5.24)$$

$$CEC_f = CEC_i - CEC_e \quad (5.25)$$

Como mencionado anteriormente, todos esses resultados são calculados para uma determinada condição de funcionamento do motor. No caso de se avaliar a influência de um ou mais parâmetros, o procedimento até aqui apresentado é repetido para cada valor do parâmetro em análise e então arquivado os respectivos resultados.

## 5.7 – Verificação de Conclusão

Realizados os cálculos e obtidos os resultados em uma determinada condição de funcionamento do motor, verifica-se se há outras condições a serem avaliadas. Se todas as condições desejadas já foram avaliadas, prossegue-se a próxima fase. Caso contrário, determina-se a próxima condição de funcionamento, calculam-se e armazenam-se seus respectivos resultados até que todas as condições sejam avaliadas.

## **5.8 – Impressão dos Resultados**

A partir dos resultados encontrados para cada condição de funcionamento são impressos os gráficos pertinentes à análise global e então o algoritmo conclui a simulação.

## 6 – Resultados e Discussões

Nesse capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da simulação desenvolvida pelo algoritmo descrito nos capítulos anteriores. Apresentam-se, primeiramente, os aspectos gerais relativos às considerações admitidas no modelo desenvolvido a fim de melhor entendê-las. Em seguida, apresentam-se os resultados provenientes da simulação do motor em uma condição pontual de funcionamento e esses resultados são comparados àqueles encontrados na literatura. Finalmente, são avaliadas as influências da variação dos parâmetros velocidade de rotação do eixo de manivelas e carga aplicada nas curvas de pressão e temperatura instantâneas e nas características indicadas e efetivas de desempenho desse mesmo motor, verificando-se assim a coerência dos resultados encontrados a partir do algoritmo em relação às tendências esperadas.

Os dados de entrada inseridos no modelo de simulação são os apresentados na *Tab. 6.1*.

**Tabela 6.1 - Dados de entrada utilizados no modelo de simulação.**

Pressão Atmosférica ( $P_o$ )	101,325	kPa
Temperatura Ambiente ( $T_o$ )	298,15	K
Taxa de Compressão Geométrica ( $TC$ )	12	-
Curso do Pistão ( $L$ )	79,5	mm
Diâmetro do Cilindro ( $d$ )	80	mm
Comprimento da Biela ( $l$ )	128	mm
Diâmetro Nominal da Válvula de Admissão ( $d_{vadm}$ )	30,93	mm
Diâmetro Nominal da Válvula de Escape ( $d_{vesc}$ )	28,27	mm
Duração Angular da Elevação da Válvula de Admissão ( $\alpha_{radm}$ )	230	graus
Duração Angular da Elevação da Válvula de Escape ( $\alpha_{resc}$ )	245	graus
Elevação Adimensional Máxima da Válvula de Admissão ( $YD_{maxadm}$ )	0,3	-
Elevação Adimensional Máxima da Válvula de Escape ( $YD_{maxesc}$ )	0,3	-
Ângulo de Início da Elevação da Válvula de Admissão	700	graus
Ângulo de Início da Elevação da Válvula de Escape	490	graus
Frequência de Rotação do motor ( $N$ )	5200	RPM
Pressão Média dos Gases no Coletor de Admissão ( $P_{adm}$ )	86	kPa
Pressão Média dos Gases no Coletor de Escape ( $P_{esc}$ )	115	kPa
Temperatura nas paredes do cilindro ( $T_p$ )	520	K
Ângulo de Ignição ( $\theta_{ci}$ )	340	graus
Duração da Combustão ( $\Delta\theta_c$ )	60	graus
Fator Velocidade de Queima - Função de Wiebe ( $m_w+1$ )	3	-
Parâmetro Eficiência da Combustão - Função de Wiebe ( $a_w$ )	5	-
Coeficiente de Ar Teórico ( $\lambda$ )	1	-
Fração Volumétrica de Etanol Anidro no Combustível ( $f_{vetanol}$ )	0,96	-
Densidade do Etanol Anidro ( $\rho_{etanol}$ )	0,792	kg/m <sup>3</sup>

## 6.1 – Aspectos Gerais

Os primeiros resultados obtidos pelo algoritmo desenvolvido, concluída a simulação, são aqueles apresentados no item “5.2 - Cálculos preliminares” e que se relacionam principalmente às grandezas geométricas e de projeto do motor assim como ao balanceamento da equação de combustão e a massa admitida para a fase fechada do ciclo termodinâmico do motor.

As grandezas geométricas básicas do motor são o deslocamento instantâneo  $D(\theta)$ , a área instantânea das paredes do cilindro  $A(\theta)$  e o volume instantâneo do cilindro  $V(\theta)$ , e que para os dados de entrada informados na Tab. 6.1 se apresentam conforme a Fig. 6.1.

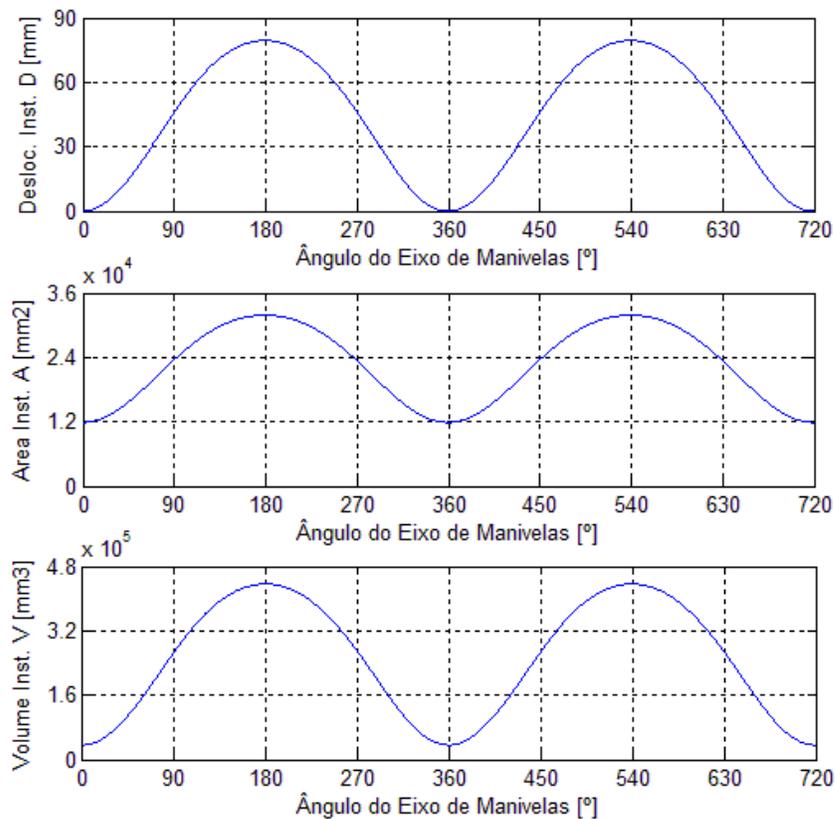


Figura 6.1 – Dados relativos às grandezas geométricas do motor.

Definiu-se durante a estruturação do código do algoritmo que, para efeito de se referenciar o ciclo termodinâmico em 4 tempos, o ângulo  $0^\circ$  representaria o ponto morto superior *PMS* entre o curso da exaustão e o curso da admissão, o ângulo  $180^\circ$  representaria o ponto morto inferior

*PMI* entre o curso da admissão e o curso da compressão, o ângulo  $360^\circ$  representaria o ponto morto superior da combustão, o ângulo  $540^\circ$  representa o ponto morto inferior entre o curso da expansão e o curso da exaustão e o ângulo  $720^\circ$  coincide com o ângulo  $0^\circ$  do próximo ciclo.

As grandezas de projeto do motor, cujos resultados são mais relevantes para o entendimento das considerações admitidas no algoritmo, são as estratégias de elevação instantânea das válvulas de admissão e de escape e as respectivas áreas instantâneas de escoamento sobre as mesmas, as quais estão apresentadas na *Fig. 6.2*.

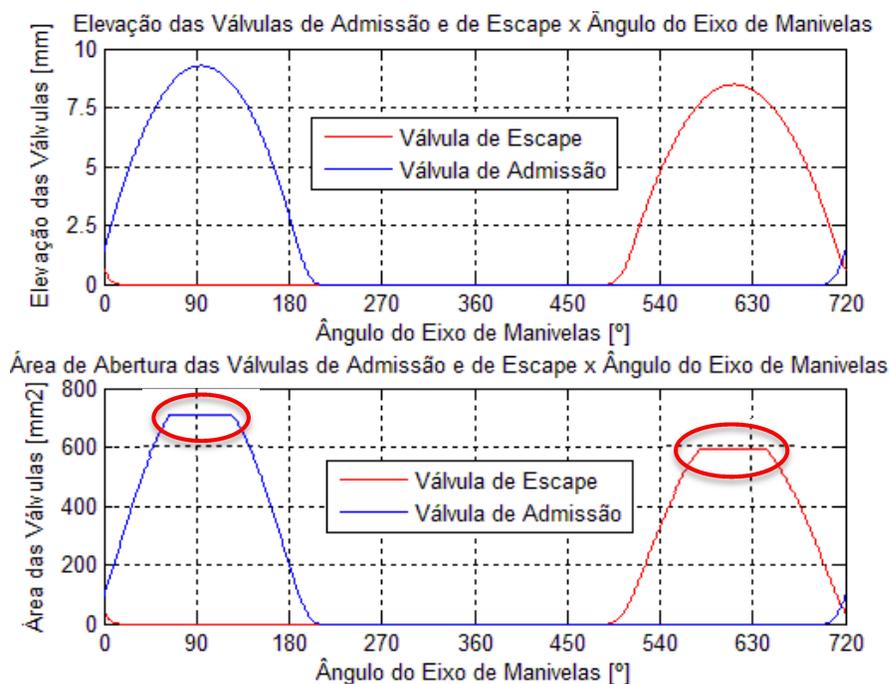


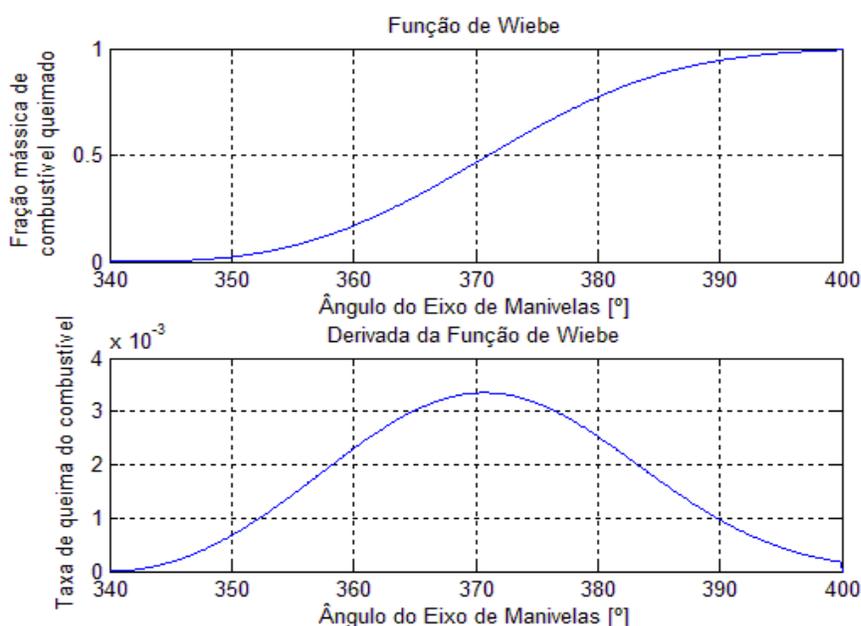
Figura 6.2 - Dados relativos às grandezas de projeto do motor – Estratégia de elevação de válvulas.

Um aspecto interessante de se verificar sobre o gráfico referente às áreas de abertura das válvulas, na *Fig. 6.2*, é o de que em grandes elevações das válvulas o que limita o escoamento dos gases através das válvulas não é a área entre as válvulas e os seus assentamentos, mas sim a área entre o menor diâmetro do assentamento e o diâmetro da haste das válvulas, área essa com valor constante e que se apresenta identificado em vermelho na respectiva figura.

Esses resultados foram obtidos a partir dos dados de entrada inseridos no algoritmo, conforme *Tab. 6.1*, e pelo procedimento de cálculo apresentados no item “3.1 – Equacionamento da Geometria do Motor”, se baseado na hipótese de elevação parabólica das válvulas de admissão e de escape encontrada nos trabalhos de SHERMAN e BLUMBERG (1977).

O modelo de simulação desenvolvido leva em consideração o processo de combustão com duração finita, o processo de transferência de calor instantânea entre o fluido operante e as paredes dos cilindros e os processos de admissão e de escape. Apresentam-se a seguir os resultados mais significativos relativos a essas considerações.

A consideração de um processo de combustão com duração finita foi possível pela utilização da Função de Wiebe. A partir dos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, tem-se que a fração mássica de combustível queimado e a taxa de queima desse combustível se desenvolvem conforme apresentado na *Fig. 6.3*.



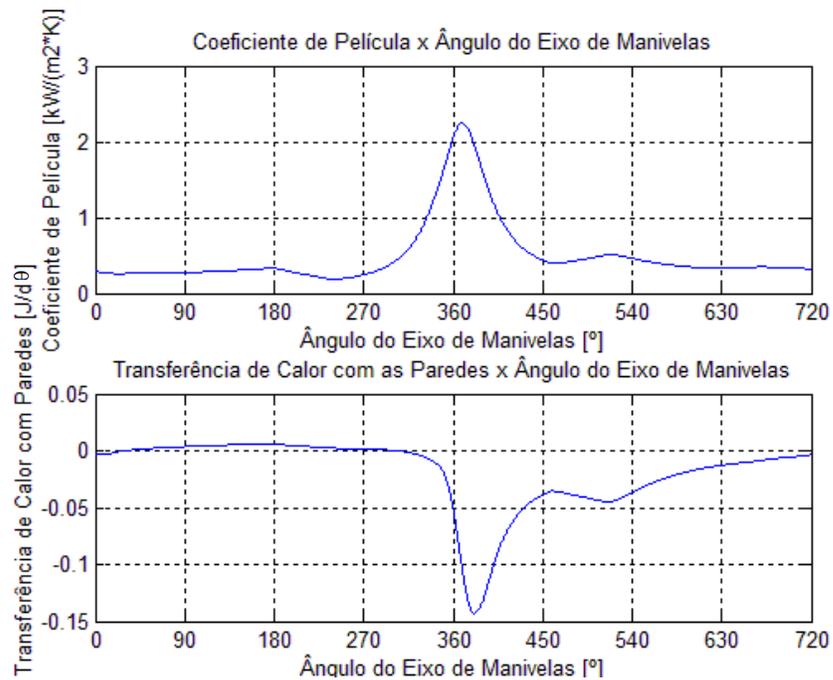
**Figura 6.3 – Resultados referentes a Função de Wiebe.**

Os parâmetros da Função de Wiebe utilizados para uma mistura estequiométrica foram  $a_w=5$ ,  $m_w=2$  e  $\Delta\theta_c=60$ . O parâmetro eficiência da combustão  $a_w$  da Função de Wiebe utilizado na simulação estabelece que 99,33% da massa de combustível admitido pelo motor queimou durante o processo de combustão. A parcela não queimada advém do apagamento da frente de chama próximo às paredes dos cilindros e das frestas existentes na câmara de combustão.

Além disso, como já foi exposto no item “3.8 – Processo de Combustão com Duração Finita”, aplicou-se para o equacionamento do processo de combustão a relação proposta por BLAIR (1999) e utilizada por ALLA (2002), na qual se adiciona o parâmetro denominado eficiência da combustão  $\eta_c$  na contabilidade da energia fornecida pela combustão do combustível

pelo fato de não se levar em consideração o equilíbrio químico e a dissociação térmica dos gases no balanceamento da equação de combustão. Para uma mistura estequiométrica, o valor obtido pelo algoritmo para a eficiência da combustão  $\eta_c$  é de 96%.

A consideração de transferência de calor entre o fluido operante e as paredes dos cilindros foi possível pela utilização das relações apresentadas no item “3.7 – *Transferência de Calor entre o Fluido Operante e as Paredes do Cilindro*”. Nessas relações, o coeficiente de película  $h_p$  admitido para a fase aberta do ciclo é o proposto por NISHIWAKY (1979) e para a fase fechada do ciclo termodinâmico o proposto por HOHENBERG (1979). Sendo assim, para os dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, a transferência de calor entre o fluido operante e as paredes dos cilindros e o coeficiente de película instantâneo são os apresentados na *Fig. 6.4*.



**Figura 6.4 - Resultados relativos ao coeficiente de película e à transferência de calor instantânea.**

Na maior parte do intervalo de duração do ciclo termodinâmico do motor, os gases estão transferindo energia térmica para as paredes dos cilindros e essa transferência de calor se desenvolve mais intensamente durante o processo de combustão, quando se estabelecem os maiores gradientes de temperatura e os maiores valores para o coeficiente de película, como se observa na *Fig. 6.4*.

Para se ter uma ideia da influência da transferência de calor entre o fluido operante e as paredes do cilindro durante um ciclo termodinâmico do motor, para as condições de operação informadas na *Tab. 6.1*, calculou-se a energia fornecida pelo combustível e a energia transferida pelos gases às paredes dos cilindros durante um ciclo do motor.

A queima do combustível forneceu ao sistema cerca de 3650 J de energia enquanto que a transferência de calor entre o fluido operante e as paredes dos cilindros retirou do sistema cerca de 550 J de energia. Dessa forma, tem-se que a transferência de calor entre o fluido operante e as paredes dos cilindros reduziu em cerca de 15% a energia disponibilizada pelo combustível ao sistema, valor esse bastante razoável para o regime de operação avaliado.

A consideração de um processo de admissão e de escape foi possível pela utilização da metodologia apresentada no item “3.9 – *Processos de Admissão e de Escape*”. Nessa metodologia, encontrada na tese de GALLO (1990), em que a elevação das válvulas de admissão e de escape é admitida parabólica, o escoamento através das válvulas é admitido isentrópico e posteriormente corrigido por um coeficiente de descarga proposto por KASTNER et al. (1963).

A partir dos dados de entrada da simulação apresentados na *Tab. 6.1*, apresenta-se na *Fig. 6.5* o fluxo mássico através das válvulas de admissão e de escape e a quantidade mássica de gases no interior dos cilindros durante o ciclo termodinâmico do motor.

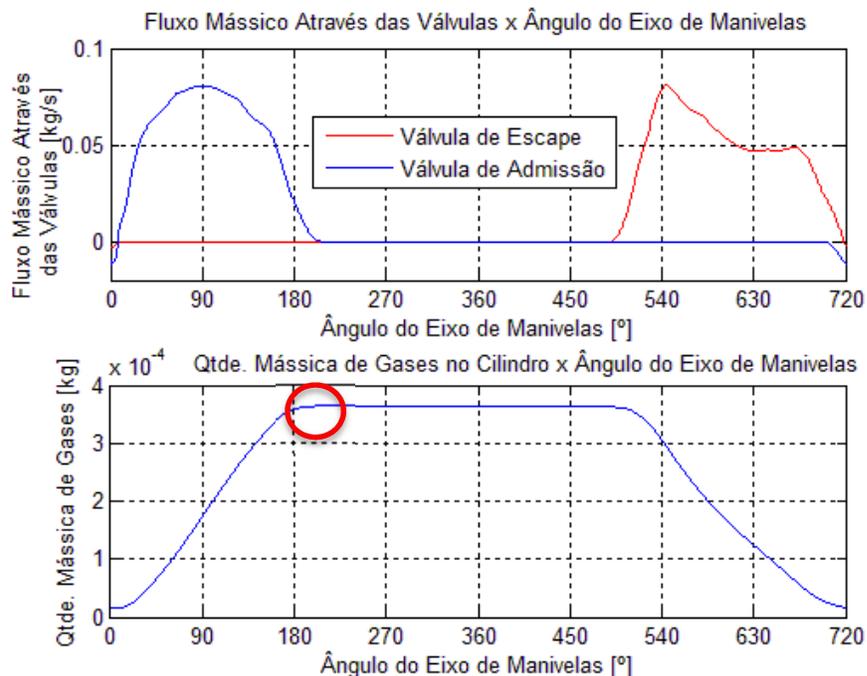
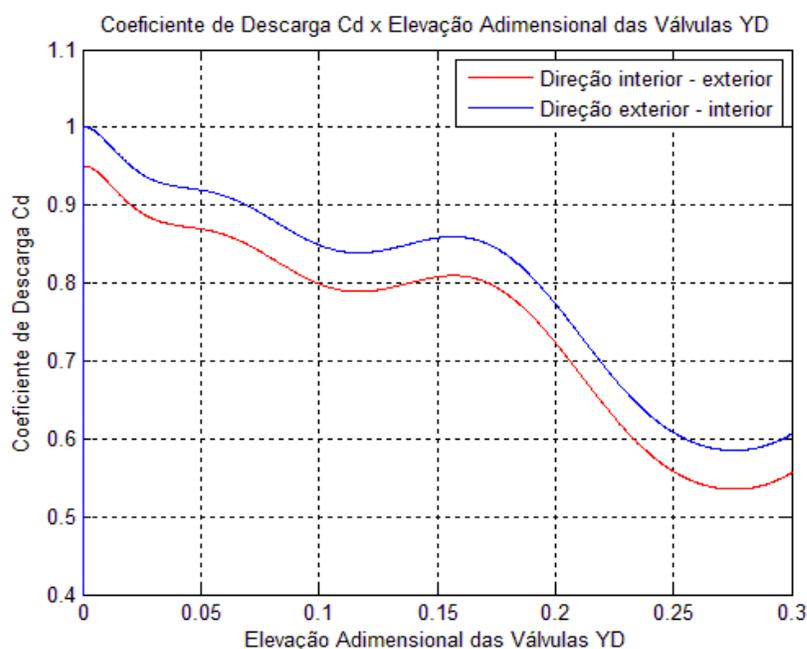


Figura 6.5 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape.

O primeiro gráfico da *Fig. 6.5* apresenta o fluxo mássico dos gases através das válvulas de admissão e de escape e no segundo gráfico observa-se a quantidade mássica no interior do cilindro, ambos em função do ângulo do eixo de manivelas. No segundo gráfico, é possível verificar graficamente a convergência do algoritmo, uma vez que a massa calculada no início da fase fechada coincide com a massa calculada no final da fase aberta após algumas iterações para convergência do algoritmo, conforme sinalizado na *Fig. 6.5* e descrito no item “5.5 – Verificação de Convergência”.

Na *Fig. 6.6* apresenta-se o coeficiente de descarga  $C_d$ , proposto por KASTNER et al. (1963), e que foi utilizado para o cálculo do fluxo mássico através das válvulas de admissão e de escape, conforme apresentado no item “3.9 – Processos de Admissão e de Escape”.



**Figura 6.6 - Coeficientes de descarga em função da elevação adimensional das válvulas e da direção do escoamento.**

O coeficiente de descarga menor para maiores valores de elevação de válvula se justifica pelo fato de que nessas condições o fluxo através das válvulas ocorre com um maior descolamento em relação às paredes de contato, de válvulas e de sedes de válvula. Tal efeito é resultado de uma maior velocidade da mistura admitida pela seção de passagem das válvulas, advinda de uma maior velocidade instantânea de deslocamento do pistão nas condições de maiores elevações de válvulas.

## 6.2 – Comparação dos Resultados Obtidos pelo Modelo Desenvolvido com os da Literatura

Discutidos os resultados mais significativos pertinentes às considerações aplicadas ao modelo de simulação desenvolvido, a seguir apresentam-se as curvas de temperatura e pressão instantâneas para uma determinada condição de operação do motor, conforme o diagrama de blocos da *Fig. 5.1*, e os valores de rendimentos em função dos parâmetros velocidade de rotação do eixo de manivelas e coeficiente de ar teórico, conforme o diagrama de blocos da *Fig. 5.2*, fornecidos ao final da simulação para os dados de entrada informados na *Tab. 6.1*. Esses mesmos resultados são comparados aos resultados encontrados por GALLO (1990), já que os dados de entrada da *Tab. 6.1* são os mesmos utilizados no referido trabalho encontrado na literatura.

A principal distinção entre os modelos termodinâmicos comparados é a de que no modelo desenvolvido por GALLO (1990) considera-se o equilíbrio químico no balanceamento da equação de combustão. No modelo desenvolvido pelo presente trabalho, os efeitos resultantes da não consideração direta do equilíbrio químico no balanceamento da equação de combustão são compensados de maneira indireta pela aplicação da relação proposta por BLAIR (1999), ou seja, por um coeficiente denominado eficiência da combustão  $\eta_c$ . Essa consideração permitiu a construção do modelo de simulação com uma arquitetura para o código computacional consideravelmente menos complexa e a redução da demanda de recursos computacionais e de tempo de simulação.

Vale ressaltar que GALLO optou por uma modelagem mais complexa, utilizando-se do equilíbrio químico no balanceamento da equação de combustão, com a finalidade de prever em trabalhos futuros a formação de hidrocarbonetos HC e de óxidos de nitrogênio  $\text{NO}_x$ .

A seguir, apresentam-se os resultados da comparação sobrepostos, sendo as curvas na cor preta referentes ao modelo desenvolvido por GALLO (1990) e as curvas na cor vermelha referentes ao modelo proposto pela presente dissertação.

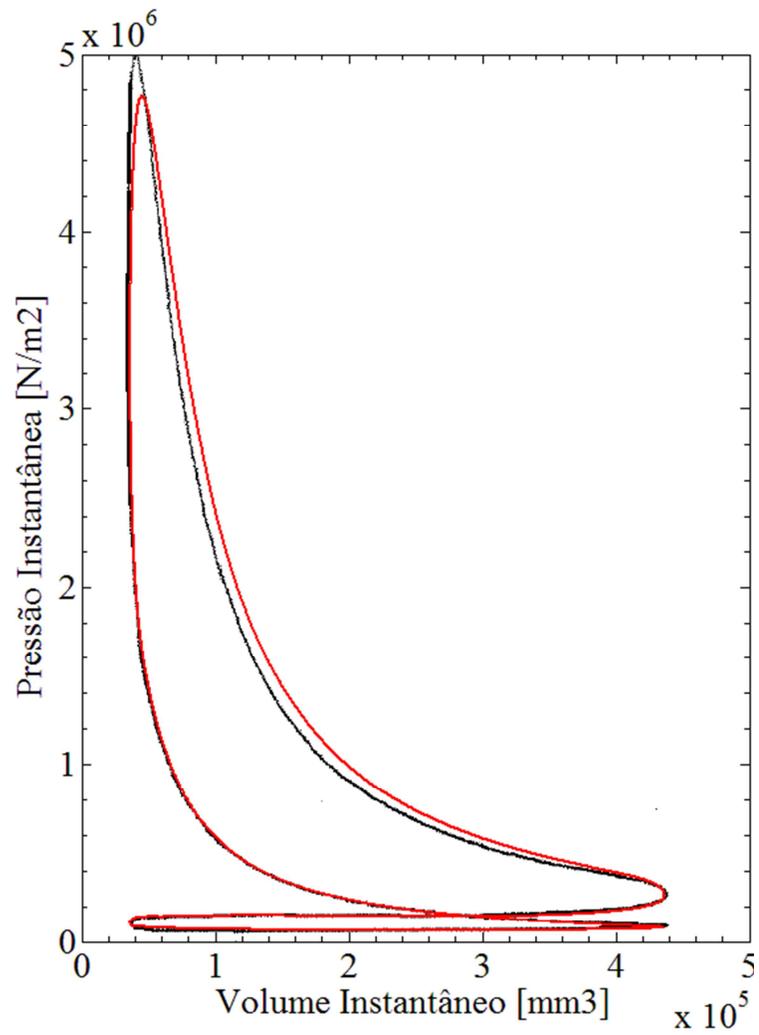


Figura 6.7 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo.

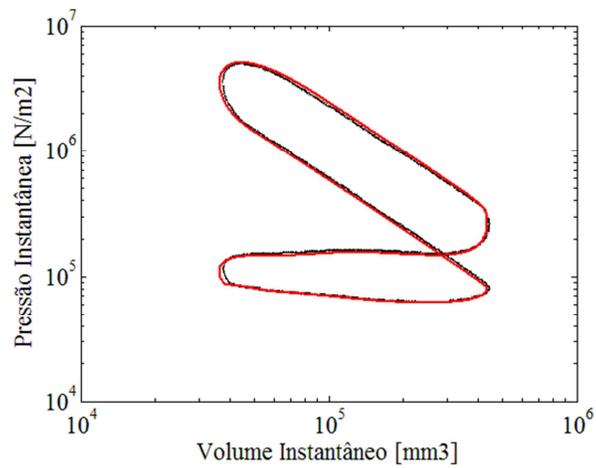


Figura 6.8 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo – Log-Log.

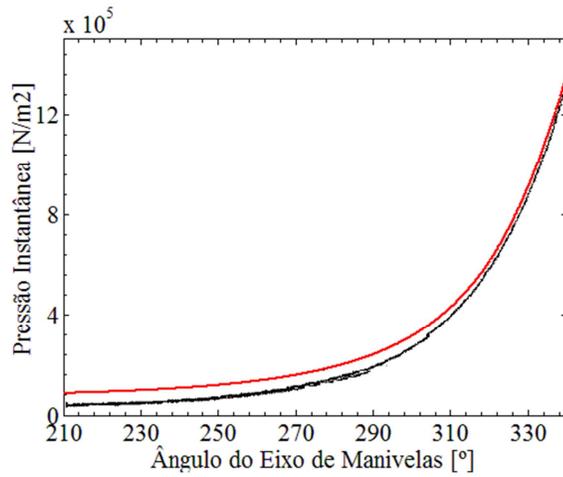


Figura 6.9 – Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Compressão.

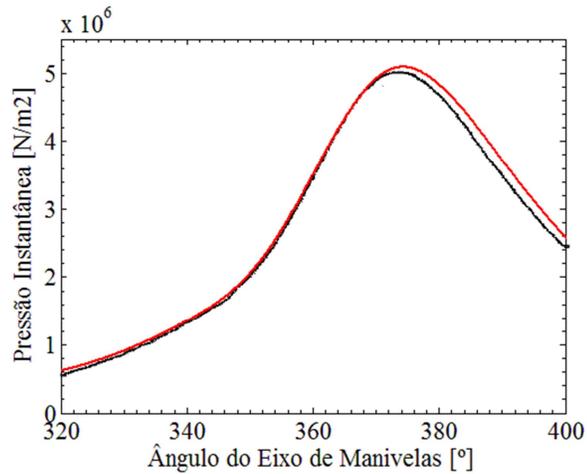


Figura 6.10 – Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Combustão.

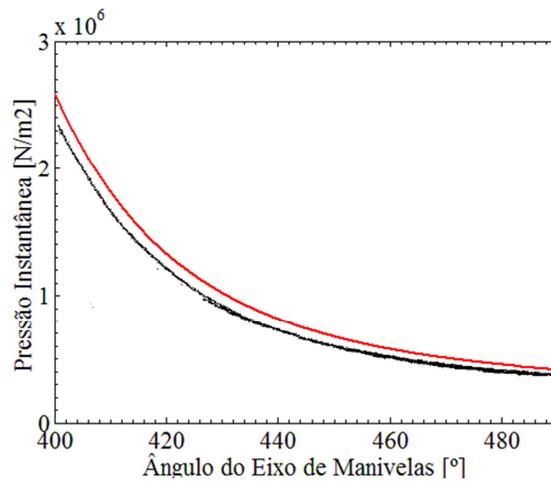
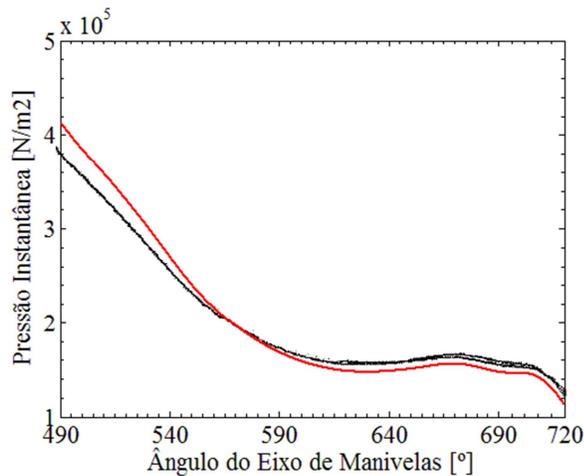
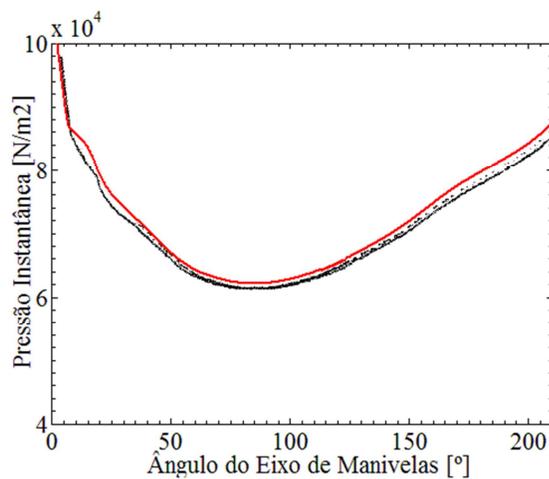


Figura 6.11 – Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Expansão.



**Figura 6.12 – Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Escape.**



**Figura 6.13 – Pressão instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processo de Admissão.**

Como se observa visualmente a partir da comparação dos resultados de temperatura e pressão instantâneos de ambos os modelos, apresentados entre a *Fig. 6.7* e a *Fig. 6.15*, os resultados obtidos pelo modelo desenvolvido pela presente dissertação apresentam grande aderência aos resultados obtidos pelo modelo desenvolvido por GALLO (1990) tanto nos valores absolutos quanto nas tendências apresentadas pelas curvas a partir dos mesmos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*.

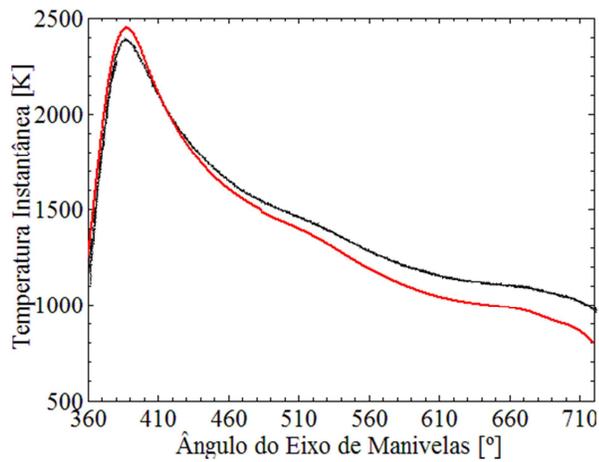


Figura 6.14 – Temperatura instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processos de Combustão, Expansão e Escape.

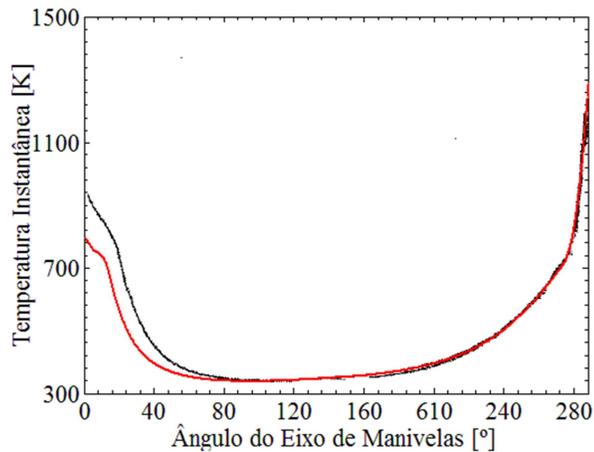


Figura 6.15 – Temperatura instantânea pelo ângulo do eixo de manivelas – Processos de Admissão, Compressão e Combustão.

A coerência entre os resultados se confirmam quando se comparam as curvas de rendimento térmico indicado, de rendimento térmico efetivo, de rendimento mecânico e de rendimento volumétrico em função da velocidade de rotação do eixo de manivelas e em função do coeficiente de ar teórico, respectivamente apresentados na *Fig. 6.16* e na *Fig. 6.17*. As curvas em preto são referentes ao trabalho de GALLO (1990) e as curvas coloridas são referentes ao presente trabalho.

Como se observa na *Fig. 6.17*, a discrepância mais significativa entre os modelos diz respeito à diferença na tendência apresentada pela variação do coeficiente de ar teórico no rendimento mecânico, gerando maiores desvios em condições de mistura com coeficiente de ar teórico próximo a 0,8.

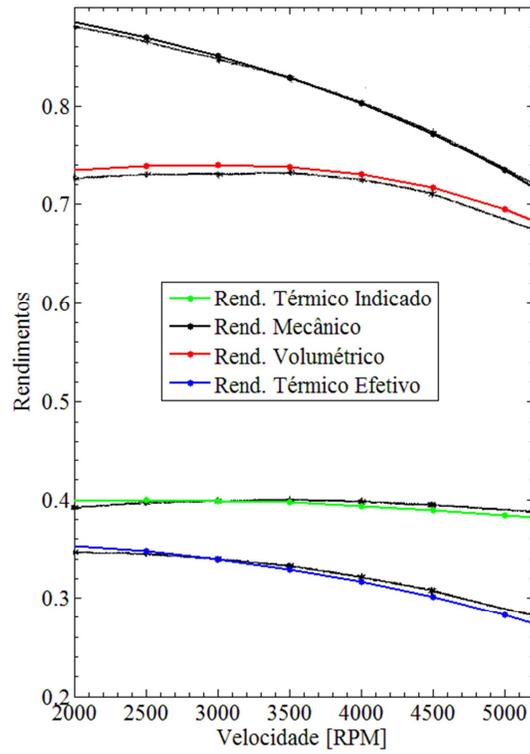


Figura 6.16 – Rendimentos em função da Velocidade de Rotação

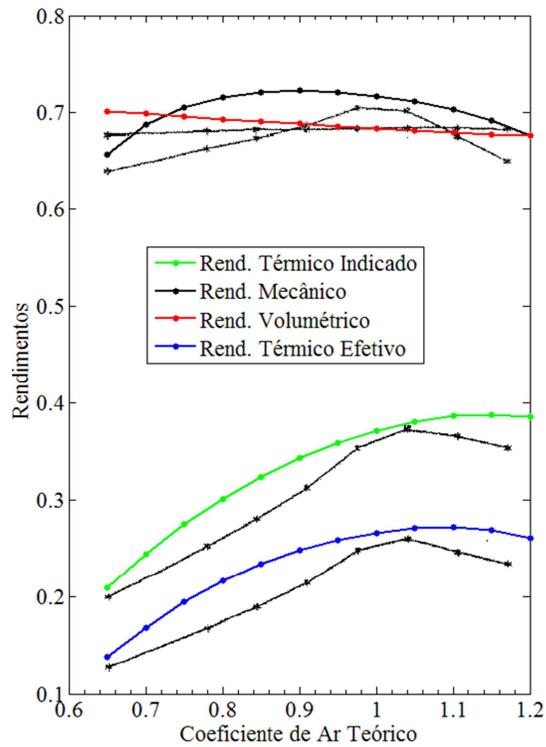


Figura 6.17 – Rendimentos em função do Coeficiente de Ar Teórico

### **6.3 – Análise Paramétrica do Modelo**

Apresentados os aspectos gerais referentes às considerações utilizadas no desenvolvimento do algoritmo e a comparação de seus resultados aos resultados encontrados na literatura, a seguir desenvolve-se uma análise paramétrica do modelo sobre a influência da velocidade de rotação do eixo de manivelas e da carga aplicada nas características e nas curvas de desempenho do motor simulado.

O modelo de simulação desenvolvido pela presente dissertação possui campos para inserção da quantidade e do intervalo de interesse às análises de alguns dos parâmetros mais importantes do motor em seu desempenho. Os parâmetros velocidade de rotação do eixo de manivelas e carga aplicada foram os escolhidos para se avaliar a coerência dos resultados fornecidos pelo modelo desenvolvido em detrimento da variação de seus valores.

Outros importantes parâmetros do motor que são passíveis de análise pelo algoritmo desenvolvido, como o ponto de ignição, a taxa de compressão e o coeficiente de ar teórico, encontram-se nos anexos A, B e C dessa dissertação.

#### **6.3.1 – Influência da Velocidade de Rotação**

A avaliação da influência da variação da velocidade de rotação do eixo de manivelas sobre o funcionamento do motor simulado, a partir dos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, se baseou na variação desse parâmetro mantendo-se todos os outros dados de entrada fixos. Nos campos de inserção dos dados referentes à avaliação da velocidade de rotação, definiu-se que o intervalo da análise estaria compreendido entre 1000 e 6000 RPM com 11 valores avaliados. Optou-se pela apresentação gráfica de somente 6 desses valores para uma melhor visualização e análise dos resultados.

A influência da variação da velocidade de rotação sobre o fluxo mássico dos gases através das válvulas de admissão e de escape assim como sua influência na quantidade mássica de gases no interior dos cilindros durante um ciclo termodinâmico do motor é apresentada na *Fig. 6.18*.

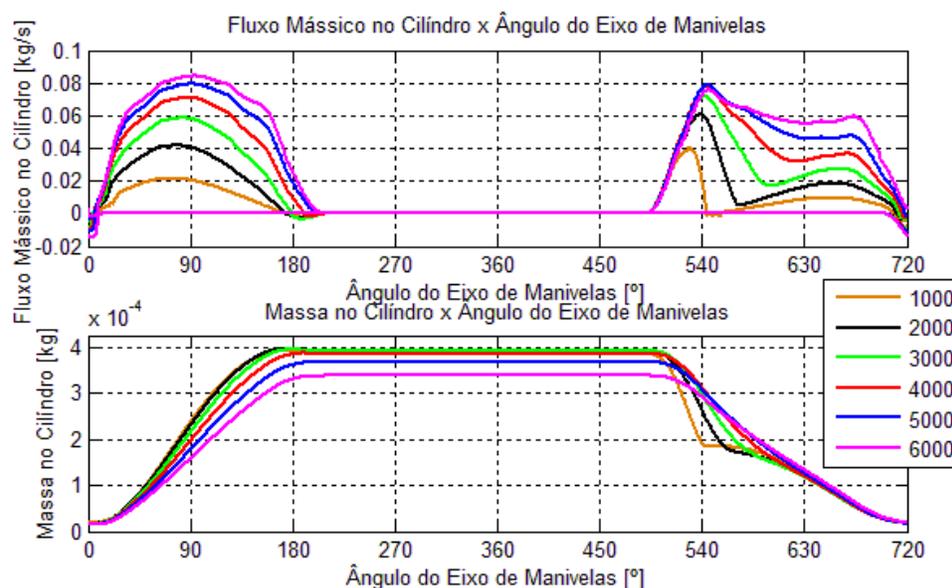


Figura 6.18 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em função da velocidade de rotação.

Como o fluxo mássico através das válvulas se apresenta em um referencial temporal, quanto menor é a velocidade de rotação do eixo de manivelas, menor é o fluxo mássico através das válvulas para uma mesma carga aplicada ao motor, conforme se apresenta na *Fig. 6.18*. Outro aspecto interessante de se verificar nos resultados referentes ao escoamento dos gases através da válvula de escape é o de que, em condições de menores velocidades de rotação, o gradiente de pressões entre o interior dos cilindros e o coletor de escape tem influência preponderante no escoamento. Já em condições de velocidade de rotação elevadas, o movimento de varredura efetuada pelo pistão empurrando os gases para fora dos cilindros se mostra mais influente.

Na *Fig. 6.19*, apresenta-se a influência da variação da velocidade de rotação do eixo de manivelas no perfil de temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros. Os perfis de pressão instantânea em função da velocidade de rotação do eixo de manivelas são apresentados na *Fig. 6.20* e na *Fig. 6.21*.

Observa-se claramente sobre os perfis de temperatura instantânea uma queda significativa na temperatura dos gases no interior dos cilindros com a redução da velocidade de rotação do eixo de manivelas, principalmente, após o início do processo de combustão. Esse resultado se explica pelo fato de que, em menores velocidades de rotação do eixo de manivelas, os gases têm mais tempo para desenvolver os processos de transferência de calor com as paredes dos cilindros, as quais estão a uma temperatura significativamente inferior quando comparada à dos gases.

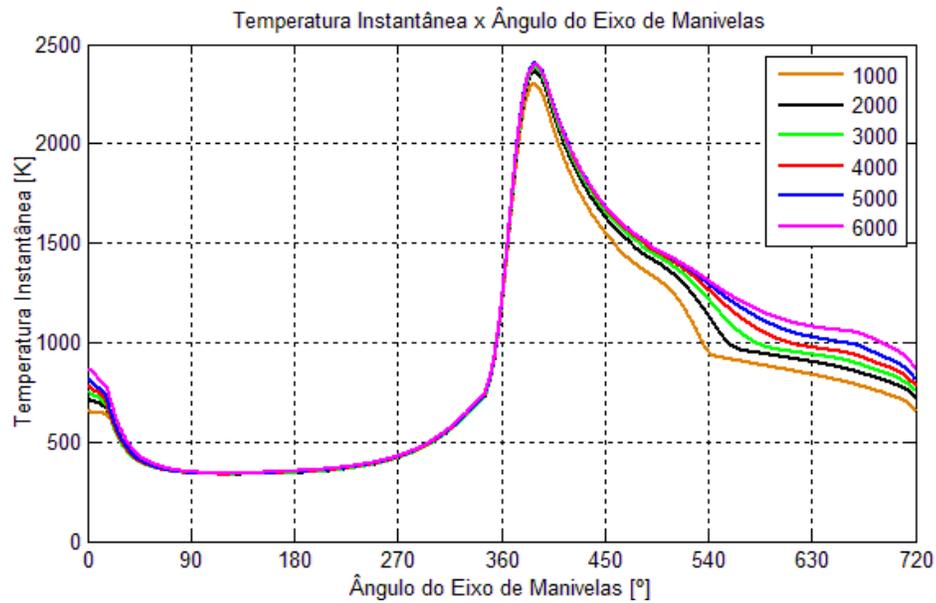


Figura 6.19 – Temperatura instantânea em função da velocidade de rotação.

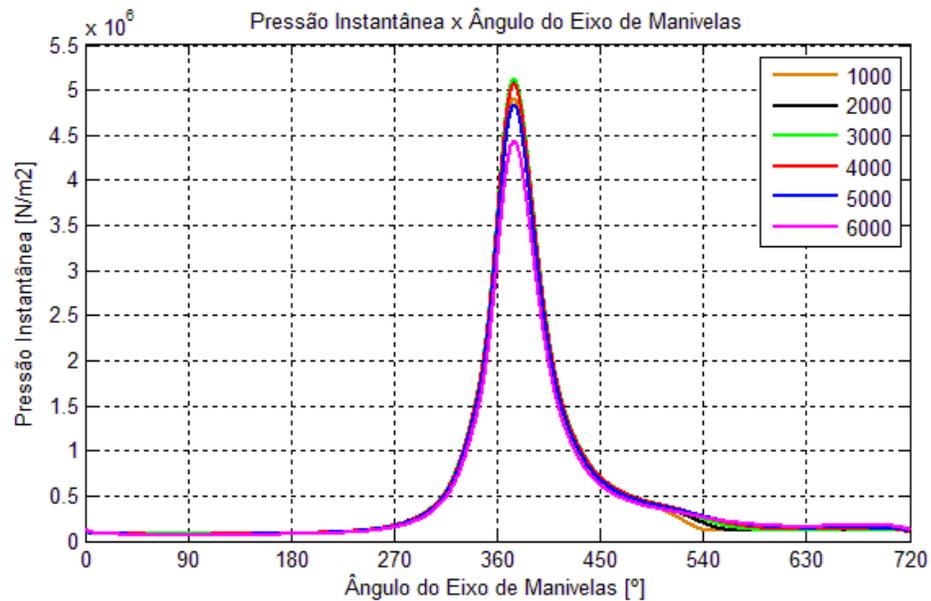


Figura 6.20 – Pressão instantânea em função da velocidade de rotação.

Sobre as curvas de pressão instantânea em função da velocidade de rotação do eixo de manivelas, observa-se que os níveis de pressão dos gases no interior dos cilindros são mais elevados durante o ciclo para valores de velocidade de rotação próximos a 3000 RPM nas condições simuladas. Esse resultado se relaciona a valores mais elevados de rendimento volumétrico nessas condições, como se verifica na Fig. 6.22. Dessa forma, uma maior quantidade

de mistura ar/combustível é aspirada pelo motor e, conseqüentemente, uma maior quantidade de energia é liberada pela queima do combustível durante o processo de combustão.

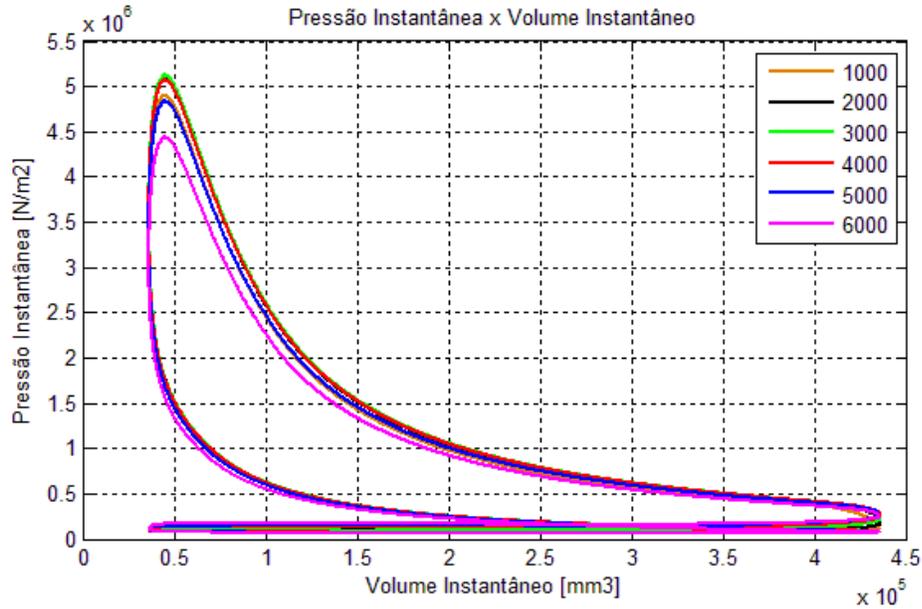


Figura 6.21 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função da velocidade de rotação.

Além do rendimento volumétrico, apresentam-se na *Fig. 6.22* os resultados de rendimentos térmico indicado, térmico efetivo e mecânico em função da velocidade de rotação.

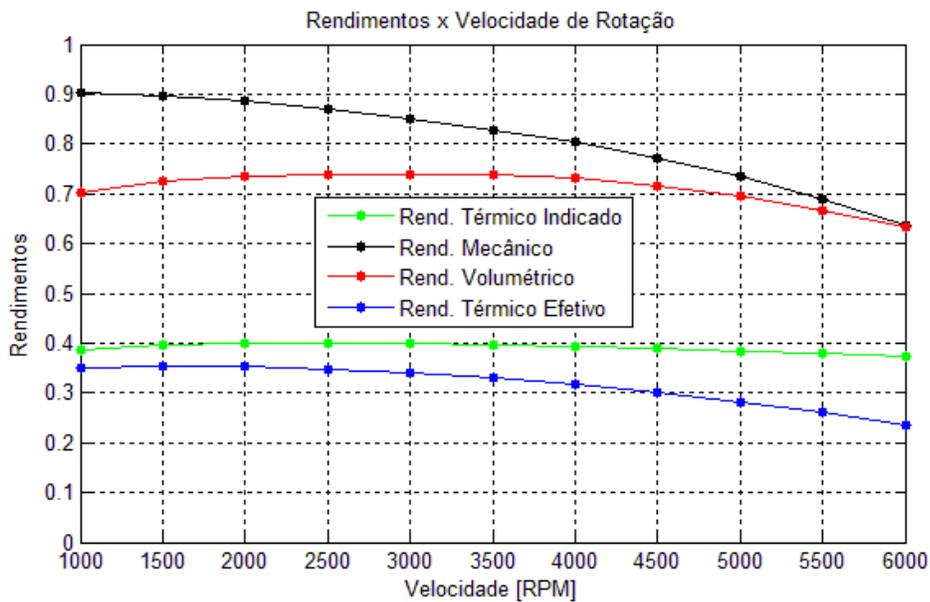


Figura 6.22 – Rendimentos em função da velocidade de rotação.

O rendimento volumétrico de um motor está diretamente relacionado à estratégia de elevação das válvulas e às temperaturas e pressões dos gases no interior dos cilindros e nos coletores. Nos dados de entrada da simulação para avaliação da influência da velocidade de rotação são impostos valores constantes de pressão e temperatura dos gases nos coletores. Assim, os resultados encontrados de rendimento volumétrico estão sendo influenciados pela estratégia de elevação das válvulas e pelas pressões e temperaturas dos gases no interior dos cilindros.

Observa-se na *Fig. 6.20* que a pressão instantânea dos gases no interior dos cilindros, durante a fase aberta do ciclo termodinâmico, pouco sofre a influência da variação da velocidade de rotação do eixo de manivelas. Já a temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros, como verificado na *Fig. 6.19*, sofre uma redução significativa com a diminuição da velocidade de rotação. Dessa forma, em condições de menores velocidades de rotação, temos valores de temperatura dos gases resultantes da combustão reduzidos, sendo por isso mais densos, gerando frações de gases residuais mais elevados, como se observa na *Fig. 6.23*.

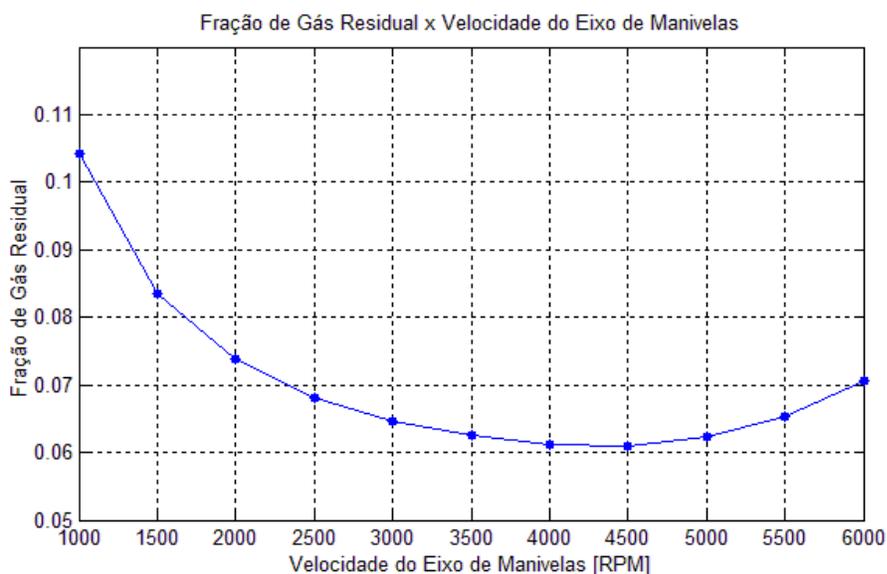


Figura 6.23 – Fração de gás residual em função da velocidade de rotação.

A influência da fração de gás residual, apresentada na *Fig. 6.23*, combinada com a influência da estratégia de elevação das válvulas, apresentada na *Fig. 6.18*, resultam nos valores de rendimento volumétrico presentes na *Fig. 6.22*. Verifica-se assim a tendência de se favorecer o torque efetivo do motor em baixa rotação pela estratégia de elevação de válvulas através do aumento do rendimento volumétrico para essas condições.

Os resultados de rendimento térmico indicado em função da velocidade de rotação do eixo de manivelas apresentam influência semelhante ao encontrados para o rendimento volumétrico, com valores mais elevados na faixa de velocidade de rotação próxima aos 2500 RPM, como se observa na *Fig. 6.22*.

Conforme discutido no item “5.6 – Cálculos dos Resultados”, o algoritmo nos permite estimar os valores das características termodinâmicas efetivas do motor simulado utilizando-se de uma correlação encontrada na literatura, a qual fornece em função de pressão média efetiva e da velocidade de rotação do eixo de manivelas o rendimento mecânico do motor avaliado. Na *Fig. 6.22* se observa claramente a forte influência da velocidade de rotação sobre o rendimento mecânico do motor penalizando as altas velocidades de rotação. Com o aumento da velocidade de rotação aumenta-se a velocidade relativa entre os componentes móveis do motor, principalmente entre pistões e cilindros, e, conseqüentemente, aumenta-se a força de atrito viscoso na fina película contínua de fluido existente separando esses componentes.

A partir da aplicação do rendimento mecânico sobre o rendimento térmico indicado, o algoritmo informa o rendimento térmico efetivo estimado do motor simulado, conforme se apresenta na *Fig. 6.22*.

A seguir, apresentam-se na *Fig. 6.24* e na *Fig. 6.25* as pressões médias e potências médias obtidas, respectivamente, em função da velocidade de rotação do eixo de manivelas.

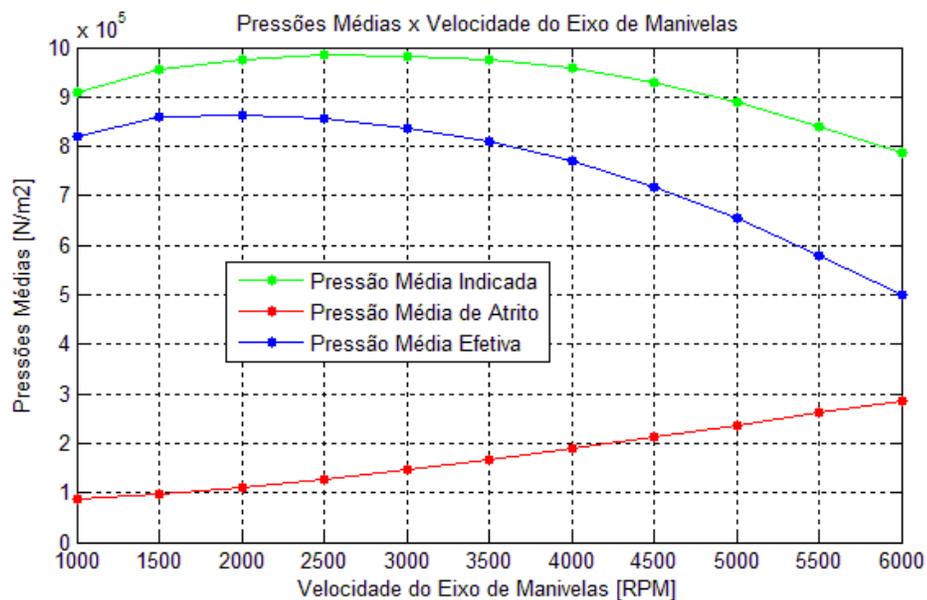


Figura 6.24 – Pressões médias em função da velocidade de rotação.

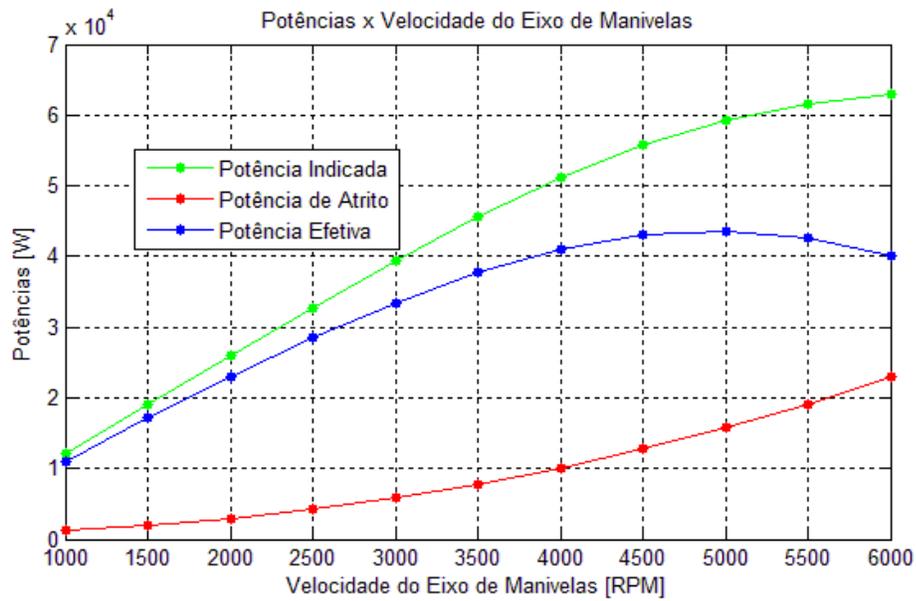


Figura 6.25 – Potências médias em função da velocidade de rotação.

A partir dos resultados encontrados para diferentes valores de velocidade de rotação do eixo de manivelas, apresentam-se na Fig. 6.26 e na Fig. 6.27 as curvas de desempenho indicado e de desempenho efetivos do motor simulado, respectivamente, em função da velocidade de rotação.

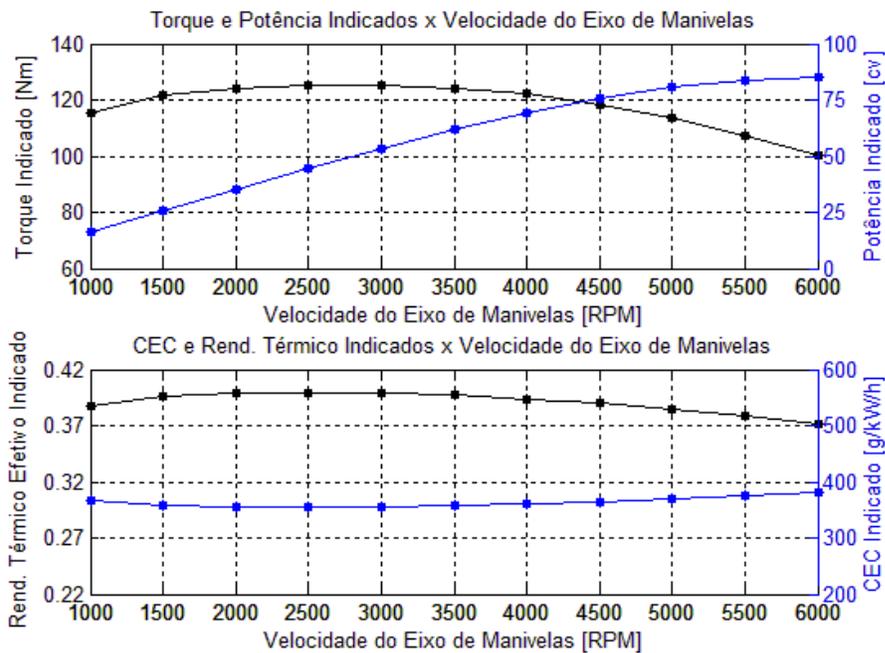


Figura 6.26 – Curvas de desempenho indicado em função da velocidade de rotação.

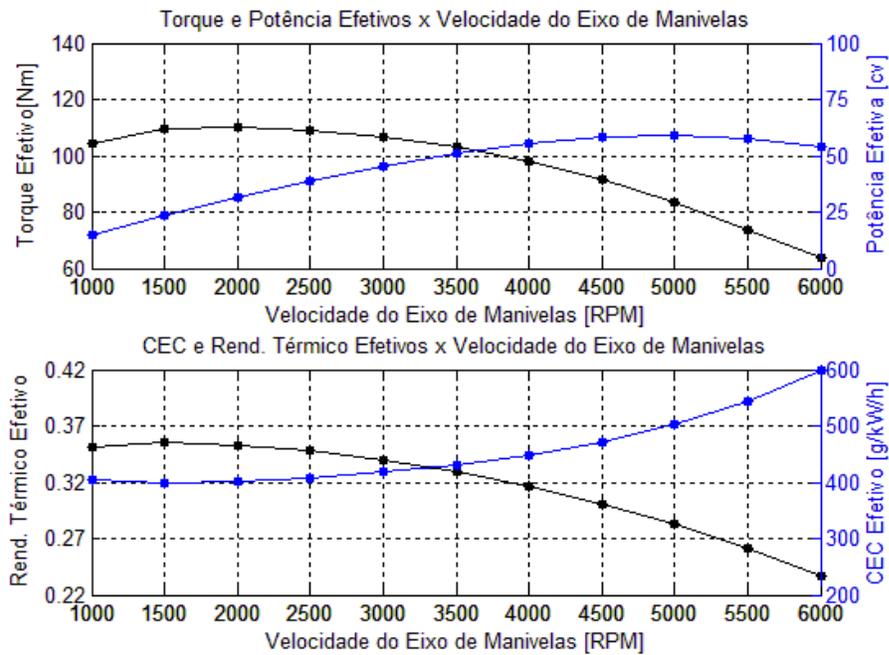


Figura 6.27 – Curvas de desempenho efetivo em função da velocidade de rotação.

Os resultados de desempenhos indicados e efetivos do motor simulado demonstram a característica de desempenho recorrente em motores reais que é a de elevados valores de torque em baixas rotações e elevados valores de potência em altas rotações do eixo de manivelas. Além disso, verifica-se que os resultados de rendimento térmico e de consumo específico de combustível estão de acordo com os valores usuais para motores movidos a etanol.

Com os resultados encontrados sobre a influência da variação da velocidade de rotação sobre as curvas de temperatura e pressão instantâneas e sobre as características e curvas de desempenho efetivo e indicado do motor simulado, conclui-se que o algoritmo desenvolvido descreve satisfatoriamente as tendências esperadas para motores reais, gerando resultados qualitativamente interessantes.

### 6.3.2 – Influência da Carga Aplicada

A avaliação da influência da variação da carga aplicada sobre o funcionamento do motor simulado, a partir dos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, se baseou na variação da pressão

de admissão mantendo-se todos os outros dados de entrada fixos. Nos campos de inserção dos dados referentes à avaliação da carga aplicada, definiu-se que o intervalo da análise da pressão de admissão estaria compreendido entre 0,46 e 0,96 atm com 11 valores avaliados. Optou-se pela apresentação gráfica de apenas 6 desses valores para que a visualização e a análise dos resultados fossem melhor apresentadas.

A influência da variação da pressão de admissão sobre o fluxo mássico dos gases através das válvulas de admissão e de escape assim como sua influência na quantidade mássica de gases no interior dos cilindros durante um ciclo termodinâmico do motor é apresentada na *Fig. 6.28*.

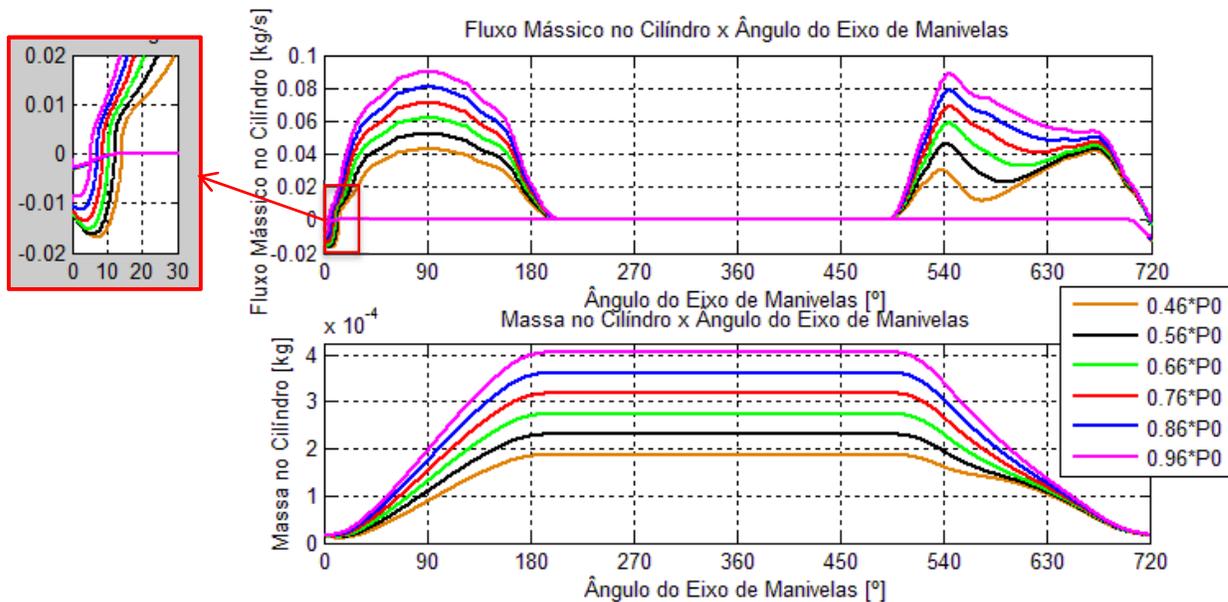


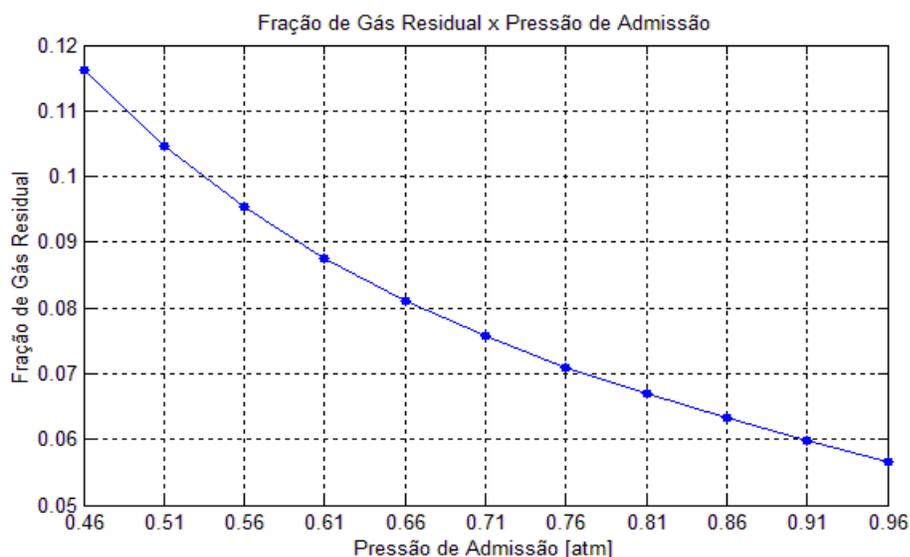
Figura 6.28 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape em função da pressão de admissão.

Sobre o escoamento através das válvulas de admissão e de escape em função da variação da pressão de admissão verifica-se que, com a diminuição da pressão de admissão, o fluxo através das válvulas de admissão e de escape e a quantidade de massa admitida no interior dos cilindros têm seus valores reduzidos. Esta redução está relacionada ao fato de que, com a redução da pressão de admissão, a mistura admitida nos cilindros tem uma densidade menor. Sendo assim, ao ocupar o mesmo volume dos cilindros no momento do fechamento da válvula de admissão, o motor aspira uma quantidade mássica menor de mistura.

Outro aspecto bastante interessante de se verificar sobre a *Fig. 6.28* é o do fluxo reverso dos gases queimados que se desenvolve através da válvula de admissão em direção ao coletor de

admissão. O fluxo reverso no coletor de admissão é característico dos momentos que sucedem a abertura da válvula de admissão. Com a abertura da válvula de admissão, o gradiente de pressões entre os gases no interior dos cilindros e os gases no coletor de admissão provoca o movimento dos gases do interior dos cilindros em direção ao coletor de admissão, já que a pressão dos gases no coletor de admissão é inferior à pressão dos gases no interior dos cilindros. Como o escoamento dos gases se desenvolve em função desse gradiente de pressões, quanto maior é o gradiente de pressões maior é o fluxo reverso através da válvula de admissão. Essa característica é bem representada pelo algoritmo desenvolvido como se observa no detalhe destacado no gráfico secundário em vermelho da *Fig. 6.28*.

Além disso, um maior fluxo reverso dos gases queimados para o coletor de admissão repercute em uma maior fração de gás residual na quantidade mássica aspirada pelos cilindros, característica essa igualmente bem representada pelo algoritmo como se observa na *Fig. 6.29*.



**Figura 6.29 – Fração de gás residual em função da pressão de admissão.**

Assim, apresenta-se na *Fig. 6.29* o fato de que a redução da pressão de admissão gera um maior fluxo reverso dos gases queimados para o coletor de admissão e, conseqüentemente, maiores frações de gás residual se observam sobre a massa aspirada pelos cilindros.

Na *Fig. 6.30*, apresenta-se a influência da pressão de admissão no perfil de temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros. Os perfis de pressão instantânea em função da pressão de admissão são apresentados na *Fig. 6.31* e na *Fig. 6.32*.

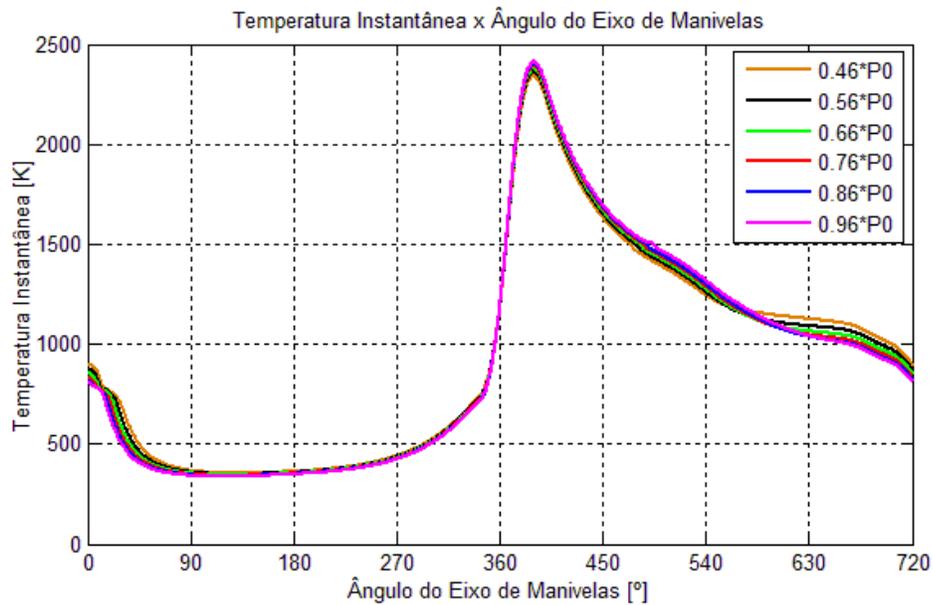


Figura 6.30 – Temperatura instantânea em função da pressão de admissão.

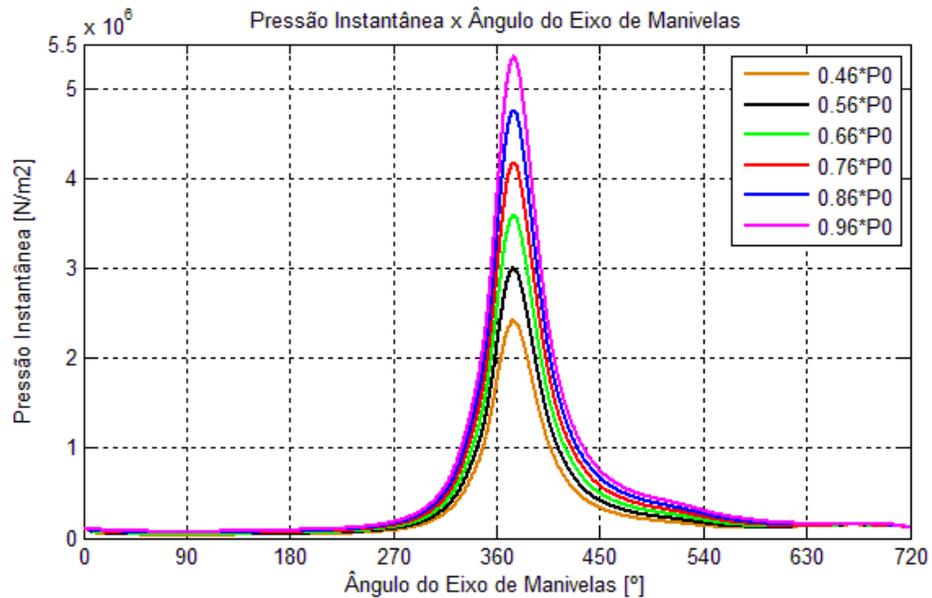
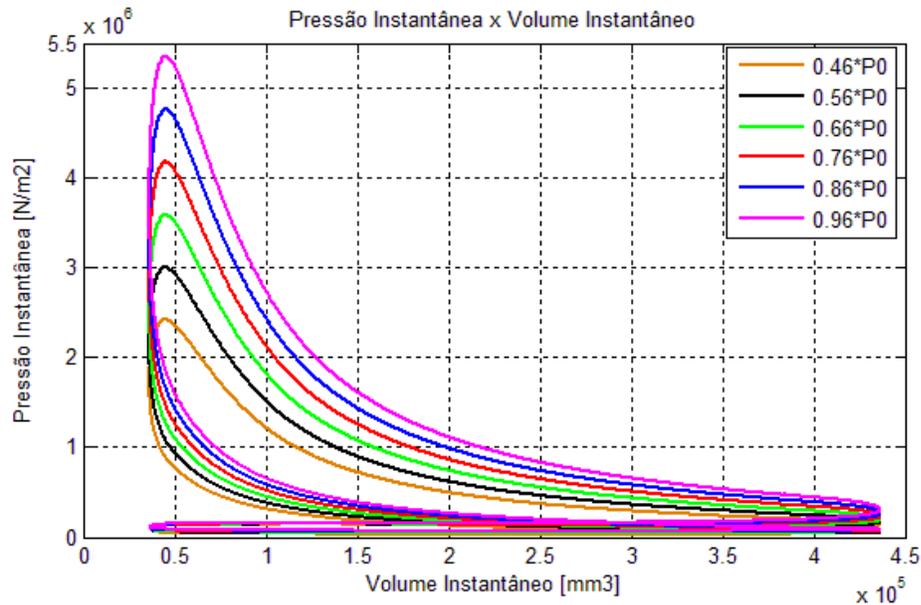


Figura 6.31 – Pressão instantânea em função da pressão de admissão.

Observa-se sobre a curva de temperatura instantânea em função da pressão de admissão, um ligeiro aumento da temperatura dos gases de escape com a redução da pressão de admissão. O aumento de temperatura do gás de escape resultante da redução da pressão de admissão, assim como ocorre com o aumento da velocidade de rotação do eixo de manivelas, tenderia a reduzir a fração de gás residual devido ao efeito da densidade já discutido anteriormente. No entanto, como

se observa na *Fig. 6.29*, a influência do gradiente de pressões entre os gases no interior dos cilindros e o coletor de admissão é preponderante sobre os valores de fração de gás residual.



**Figura 6.32 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função da pressão de admissão.**

Sobre as curvas de pressão instantânea em função da pressão de admissão, verifica-se que os níveis de pressão instantânea dos gases no interior dos cilindros aumentam significativamente com o aumento da pressão dos gases na admissão. Essa tendência é esperada, pois com o aumento da pressão de admissão a densidade da massa admitida pelos cilindros aumenta fazendo com que uma maior quantidade mássica seja admitida sobre o mesmo volume, o qual se refere ao volume dos cilindros no instante de fechamento da válvula de admissão. Esse aumento da capacidade de enchimento dos cilindros em detrimento do aumento da pressão de admissão pode ser verificado na *Fig. 6.34* através da curva de rendimento volumétrico em função da pressão de admissão. Além disso, a compressão da massa admitida se inicia em níveis de pressão inferiores quando se reduz a pressão de admissão, gerando, conseqüentemente, pressões de fim de compressão inferiores.

Outra tendência referente à influência da pressão de admissão sobre as curvas de pressão instantânea dos gases no interior dos cilindros diz respeito ao trabalho de bombeamento da massa admitida para o interior dos cilindros. Com a redução da pressão de admissão, maior é o trabalho de bombeamento, já que uma maior depressão é criada no coletor de admissão devido ao

estrangulamento imposto pela borboleta à área de escoamento do ar admitido. A seguir, na *Fig. 6.33*, apresenta-se a influência da pressão de admissão sobre o trabalho de bombeamento.

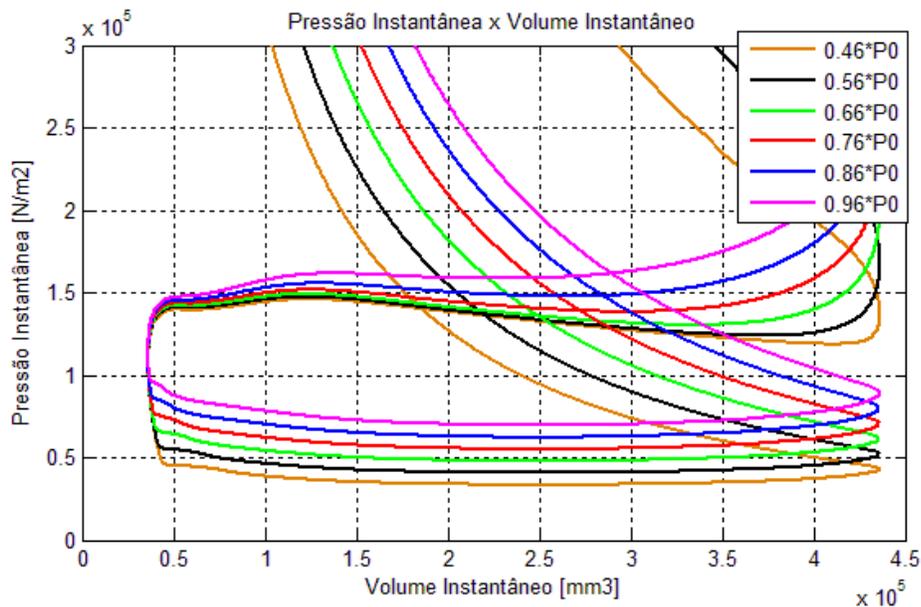


Figura 6.33 – Trabalho de bombeamento em função da pressão de admissão.

Além do rendimento volumétrico, apresentam-se na *Fig. 6.34* os resultados dos rendimentos térmico indicado, térmico efetivo e mecânico em função da pressão de admissão.

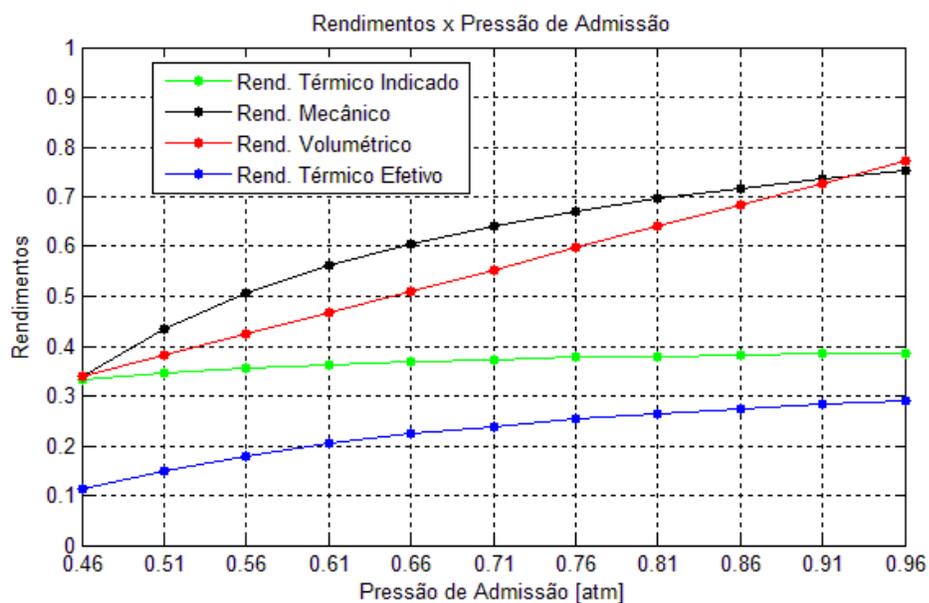


Figura 6.34 – Rendimentos em função da pressão de admissão.

Na *Fig. 6.34*, verifica-se que o rendimento térmico indicado aumenta com o aumento da pressão de admissão. Essa tendência pode ser explicada pela maior influência do trabalho de bombeamento para pressões de admissão inferiores na contabilidade do trabalho líquido do ciclo. Para menores pressões de admissão, como se verifica na *Fig. 6.33*, o trabalho de bombeamento é ligeiramente superior e o trabalho gerado pela queima do combustível é inferior pela menor massa admitida pelos cilindros. Sendo assim, o aproveitamento da energia liberada pela queima do combustível para gerar trabalho líquido do ciclo é reduzida quando se reduz a pressão de admissão e aumenta, segundo o mesmo raciocínio, com o aumento da pressão de admissão.

O rendimento mecânico em função da pressão de admissão apresentado na *Fig. 6.34* demonstra que o aumento da pressão de admissão repercute em um aumento do rendimento mecânico. Devido ao aumento da pressão de admissão ocorre um aumento do trabalho líquido gerado durante o ciclo do motor, advindo de um maior rendimento volumétrico, e esse aumento é proporcionalmente maior do que o aumento do trabalho de atrito sobre o sistema, resultante dos valores superiores de pressão alcançados no interior dos cilindros.

A aplicação do rendimento mecânico sobre o rendimento térmico indicado resulta no rendimento térmico efetivo, o qual é apresentado na *Fig. 6.34* em função da pressão de admissão.

Apresentam-se na *Fig. 6.35* e na *Fig. 6.36* as pressões médias e potências médias obtidas, respectivamente, em função da pressão de admissão e dos dados de entrada da *Tab. 6.1*.

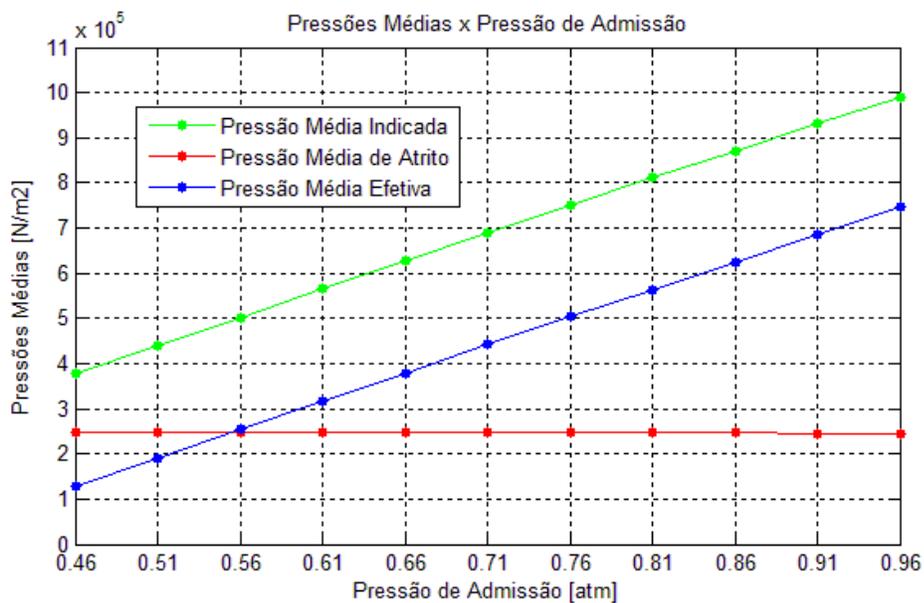


Figura 6.35 – Pressões médias em função da pressão de admissão.

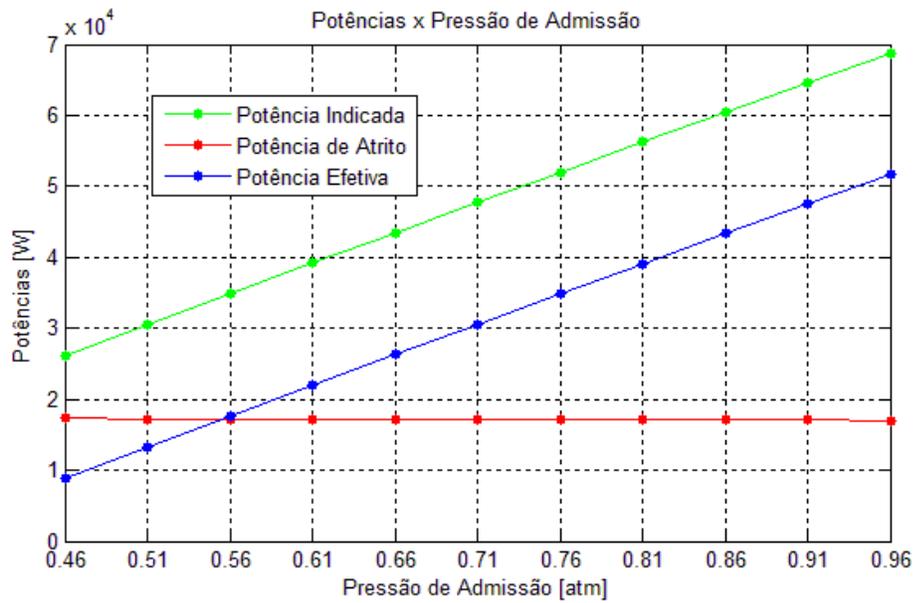


Figura 6.36 – Potências médias em função da pressão de admissão.

A partir dos resultados encontrados para diferentes valores de pressão de admissão, apresentam-se na Fig. 6.37 e na Fig. 6.38 as curvas de desempenho indicado e de desempenho efetivos do motor simulado, respectivamente.

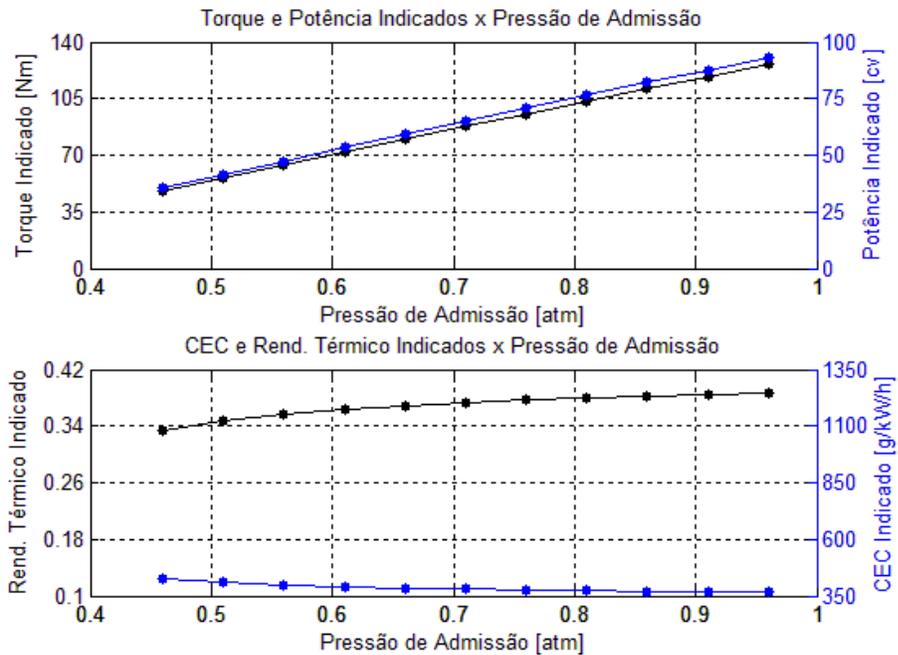


Figura 6.37 – Curvas de desempenho indicado em função da pressão de admissão.

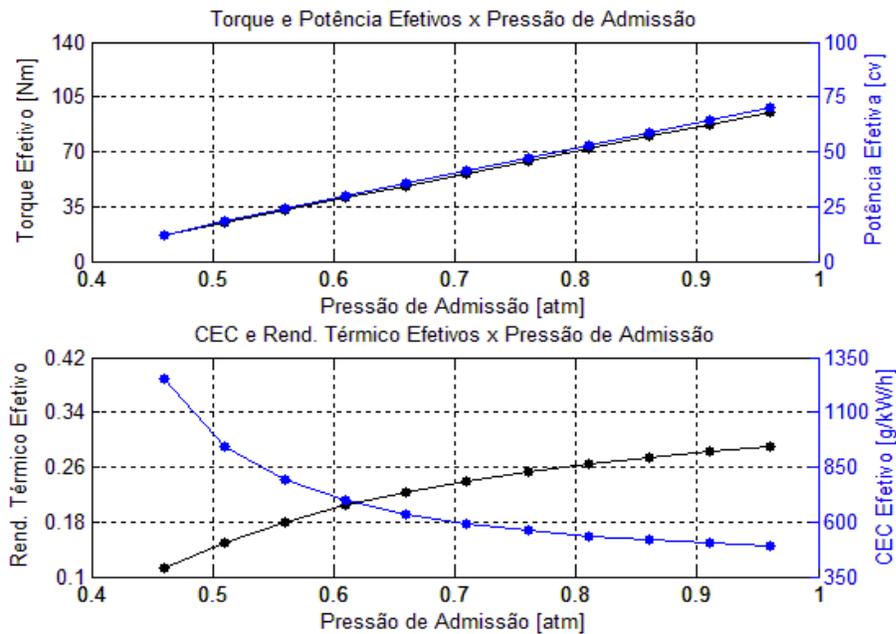


Figura 6.38 – Curvas de desempenho efetivo em função da pressão de admissão.

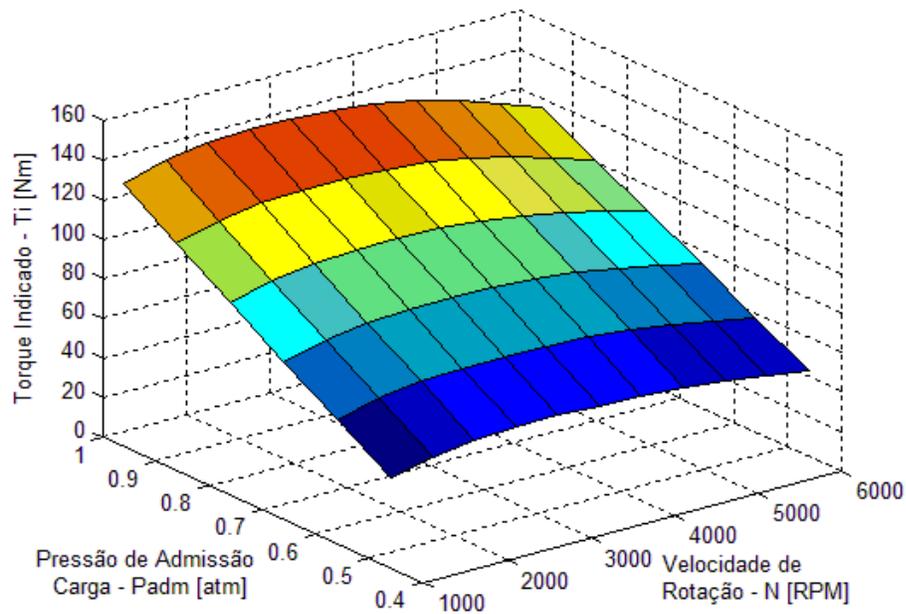
Os resultados de desempenhos indicados e efetivos do motor simulado demonstram a característica de desempenho recorrente em motores reais que é a de maiores valores de torque e potência quando se aplicam maiores cargas ao motor, ou seja, quando maiores são as pressões de admissão. Além disso, verifica-se que os resultados de rendimento térmico e de consumo específico de combustível estão de acordo com os valores usuais em motores movidos a etanol.

A partir dos resultados encontrados sobre a influência da variação da pressão de admissão sobre as curvas de temperatura e pressão instantâneas e sobre as características e curvas de desempenho efetivo e indicado do motor simulado, conclui-se que o algoritmo desenvolvido descreve de maneira satisfatória as tendências esperadas para motores reais.

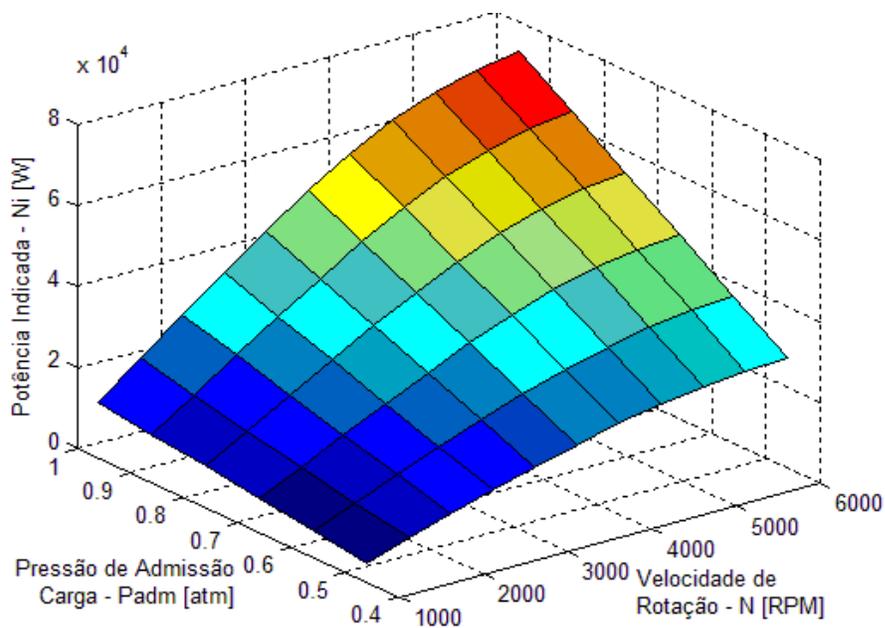
### 6.3.3 – Mapas de Desempenho do Motor

A fim de se verificar a influência combinada dos parâmetros velocidade de rotação do eixo de manivelas e pressão de admissão nas curvas de desempenho indicado e efetivo do motor simulado, desenvolveu-se a simulação de acordo com o diagrama de blocos da Fig. 5.3, variando-se ambos os parâmetros conforme apresentado nos itens anteriores.

Os mapas de torque indicado, de potência indicada, de rendimento térmico indicado e de consumo específico de combustível indicado em função de pressão de admissão e velocidade de rotação do eixo de manivelas estão apresentados, respectivamente, na *Fig. 6.39*, *Fig. 6.40*, *Fig. 6.41* e *Fig. 6.42*, sendo todos os outros dados de entrada mantidos constantes segundo a *Tab. 6.1*.



**Figura 6.39 – Mapa de torque indicado.**



**Figura 6.40 – Mapa de potência indicada.**

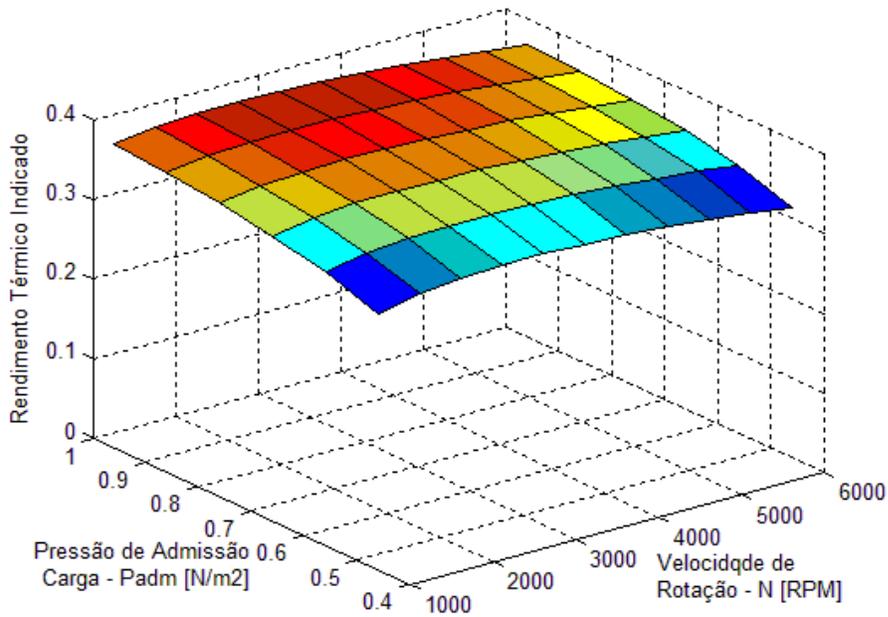


Figura 6.41 – Mapa de rendimento térmico indicado.

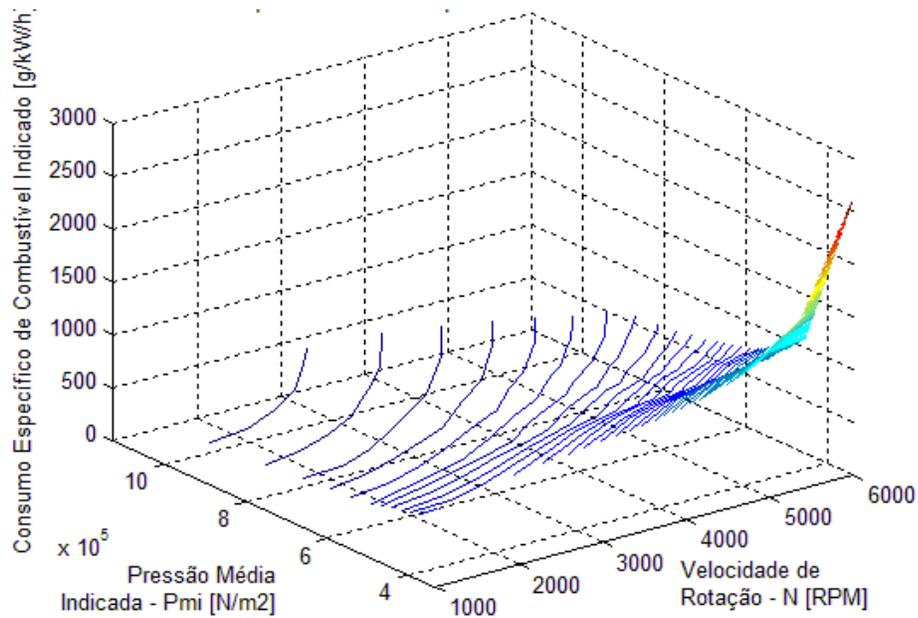
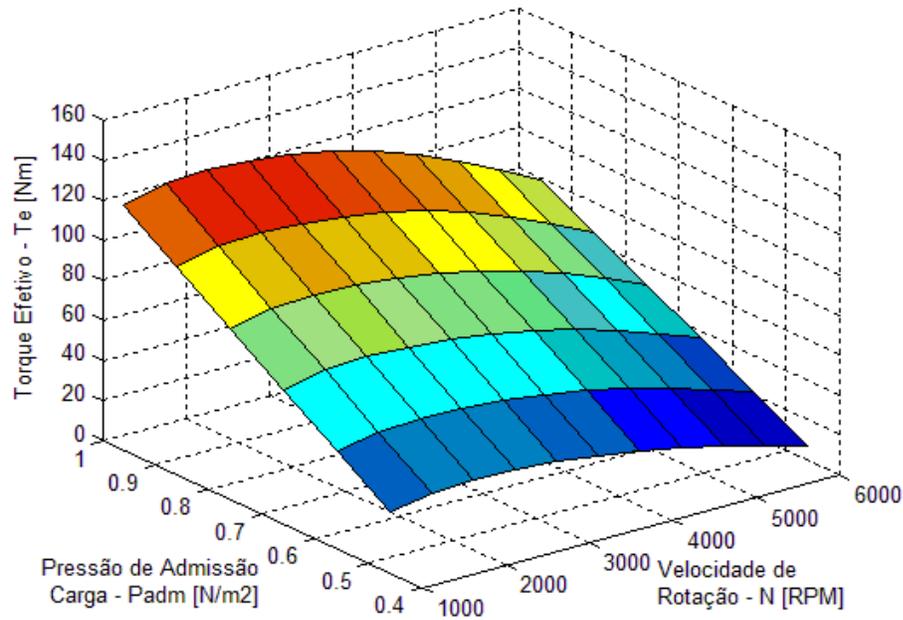


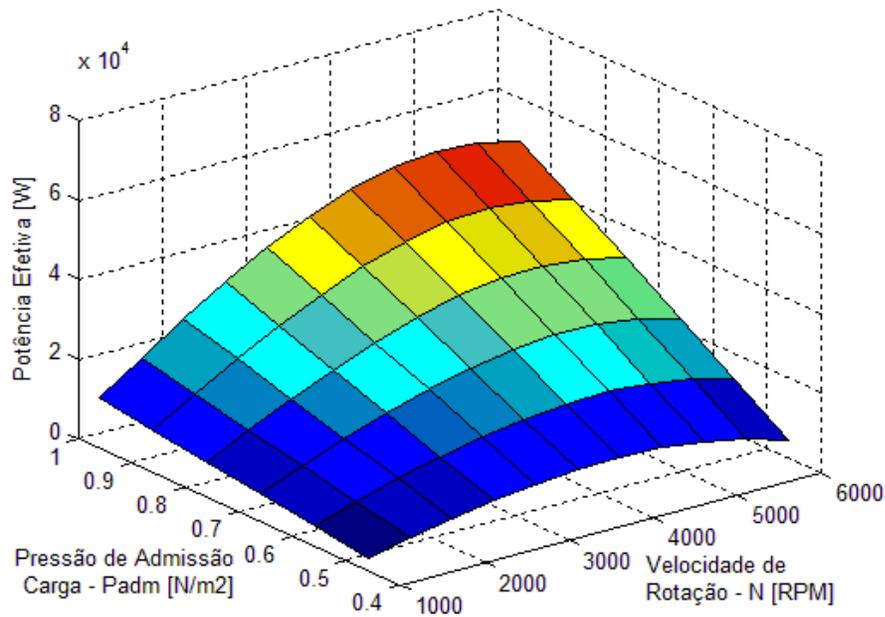
Figura 6.42 – Mapa de consumo específico de combustível indicado.

Apesar de os resultados de consumo específico de combustível, indicado e efetivo, terem sido obtidos a partir da variação dos parâmetros velocidade de rotação e pressão de admissão na simulação, seu mapa se apresenta em função de velocidade de rotação e da pressão média dos gases no interior dos cilindros, formato pelo qual esse é comumente construído e avaliado.

Os mapas de torque efetivo, de potência efetiva, de rendimento térmico efetivo e de consumo específico de combustível efetivo em função de pressão de admissão e da velocidade de rotação do eixo de manivelas estão apresentados, respectivamente, na *Fig. 6.43*, *Fig. 6.44*, *Fig. 6.45* e *Fig. 6.46*, sendo todos os outros dados de entrada mantidos constantes segundo a *Tab. 6.1*.



**Figura 6.43 – Mapa de torque efetivo.**



**Figura 6.44 – Mapa de potência efetiva.**

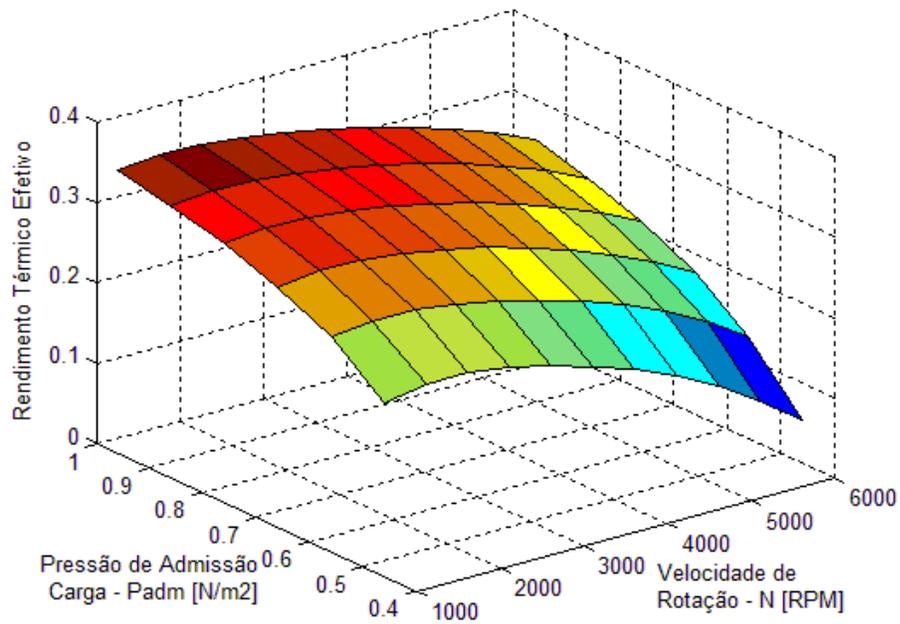


Figura 6.45 – Mapa de rendimento térmico efetivo.

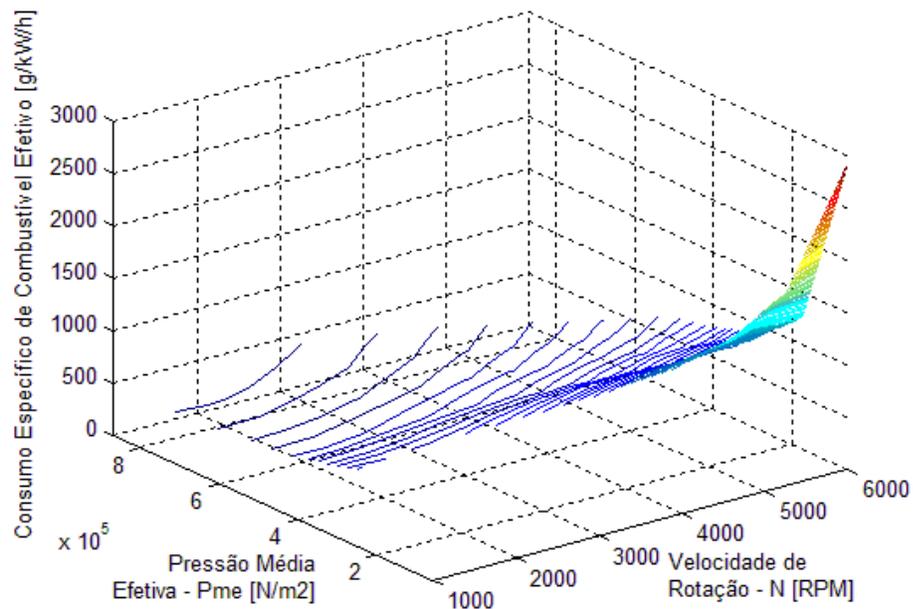


Figura 6.46 – Mapa de consumo específico de combustível efetivo.

Como já discutido anteriormente, os resultados obtidos em função da variação desses dois parâmetros através da simulação efetuada pelo algoritmo desenvolvido representam de maneira satisfatória os resultados e as tendências esperadas no funcionamento de motores reais.

## **7 – Considerações Finais**

### **7.1 – Conclusão**

O modelo matemático para simulação do ciclo termodinâmico de motores de combustão interna com ignição por centelha desenvolvido pela presente dissertação, apesar das limitações impostas pelas hipóteses assumidas na construção do código do algoritmo, mostrou-se muito adequado quando se avaliaram os seus resultados comparados aos resultados obtidos a partir de modelo de simulação de motores encontrado na literatura, com elevada aderência nos resultados quando impostos os mesmos dados de entrada para as simulações.

A hipótese assumida que se mostrou menos interessante do ponto de vista teórico, e que pode ter gerado as sensíveis discrepâncias encontradas nos resultados obtidos pelo modelo de simulação proposto, é a de se considerar na modelagem do algoritmo uma eficiência da combustão na contabilidade da energia fornecida pelo combustível ao invés de se utilizar um modelo que considere o equilíbrio químico e a dissociação térmica dos gases no balanceamento da equação de combustão. No entanto, a partir dessa consideração, foi possível tornar definitivamente menos complexa a arquitetura do código do algoritmo e reduzir significativamente a demanda de recurso computacional e de tempo de simulação.

Através da análise paramétrica efetuada sobre alguns dos parâmetros de projeto mais importantes na caracterização do desempenho de motores, verificou-se que o modelo representa de maneira bastante satisfatória as tendências esperadas para o funcionamento de motores sobre distintos regimes de operação. Tal característica permite que o algoritmo desenvolvido seja uma apreciável ferramenta nos estudos preliminares efetuados no desenvolvimento de motores, gerando resultados qualitativamente interessantes.

Para que se obtenham resultados quantitativamente representativos a partir do algoritmo desenvolvido, faz-se necessário a calibração do modelo proposto pela presente dissertação através da comparação de seus resultados aos resultados obtidos em ensaios realizados em dinamômetro.

## 7.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros

Como discutido nas conclusões, uma das sugestões mais interessantes para trabalhos futuros que se relacionam ao trabalho desenvolvido pela presente dissertação é a de se efetuar a calibração do modelo desenvolvido a partir de dados experimentais. A primeira etapa dessa calibração seria sobre os resultados das características indicadas de funcionamento do motor alvo do estudo. A partir das curvas de pressão e de temperatura instantâneas dos gases no interior dos cilindros e do cálculo dos valores de rendimentos, de torques, de potências, etc., em determinados regimes de operação do motor avaliado, comparam-se os resultados obtidos através dos ensaios em dinamômetro com os resultados obtidos pelo algoritmo desenvolvido e ajustam-se então, de acordo com a necessidade, algumas das constantes admitidas nas relações matemáticas do modelo, diretamente relacionadas ao balanço da primeira lei da termodinâmica. Os resultados das características indicadas encontrados por medição em dinamômetro nessa etapa são aqueles relacionados às condições dos gases no interior dos cilindros, ou seja, obtidos a partir de transdutores de pressão devidamente instalados no cabeçote.

Calibrados os resultados pertinentes as características indicadas de funcionamento do motor, a próxima etapa seria a calibração do modelo desenvolvido sobre os resultados das características efetivas de funcionamento do referido motor. A partir dos valores calculados e/ou medidos de torques, de potências, dos rendimentos, etc., em determinados regimes de operação do motor, comparam-se os resultados simulados com os resultados provenientes dos ensaios em dinamômetro e ajustam-se, de acordo com a necessidade, algumas das constantes existentes no modelo de atrito utilizado. Os resultados das características efetivas obtidas por medição e/ou por cálculo nos testes são aqueles relacionados a essas características sobre o eixo do motor, ou seja, o que o motor pode oferecer ao sistema em que ele está inserido.

Outra evolução para o algoritmo desenvolvido seria a de se adicionar campos que permitam a avaliação da influência de outros parâmetros importantes de projeto, além dos apresentados pela presente dissertação, sobre as curvas instantâneas e de desempenho do motor simulado, ampliando seu potencial como apreciável ferramenta para o desenvolvimento de motores de combustão interna. Alguns dos parâmetros sugeridos para análise seriam aqueles relacionados a outros combustíveis, as estratégias de elevação das válvulas de admissão e de escape, etc.

Outra sugestão muito interessante como continuidade ao trabalho exposto seria a de se aplicar ao algoritmo um modelo de duas zonas para o processo de combustão e assim desenvolver um modelo para detecção das condições em que ocorre o fenômeno da detonação. Dessa forma, algumas das condições de funcionamento do motor simulado seriam limitadas devido a esse fenômeno de combustão anormal existente em motores de combustão interna reais. A principal estratégia utilizada para suprimir esse fenômeno em motores reais é a degradação do avanço, ou seja, atrase-se o ponto de ignição gerando-se níveis de pressão e temperatura menores. Nos motores com tecnologia Flex-Fuel essa estratégia é comumente verificada sobre as curvas de pressão instantânea no interior dos cilindros. Verifica-se, principalmente sobre as curvas em plena carga, um maior atraso de ignição no funcionamento do motor com gasolina em relação ao funcionamento do motor com etanol hidratado, devido a menor resistência da gasolina ao fenômeno da detonação.

## REFERÊNCIAS

ABDI AGHDAM E.; Kabir M. M. **Validation of a Blowby Model Using Experimental Results in Motoring Condition with the Change of Compression Ratio and Engine Speed.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.34, Feb., p.197–209, 2010.

ALBRECHT, A.; CORDE, G.; KNOP, V.; et al. **1D Simulation of Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine for Transient Strategy Optimization**, *SAE Technical Paper 2005-01-0693*, 2005.

ALLA, G. H. A. **Computer Simulation of a Four Stroke Spark Ignition Engine.** *Energy Conversion and Management*, v.43, n.8 (May), p.1043-1061, 2002.

ANNAND W. J. D. **Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines.** *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, v.177, Part.1, n.36, p.973-990, 1963.

BARROS, J. E. M. **Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos.** *Tese (Doutorado)* - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2003.

BENSON, R. S.; ANNAND, W. J. D.; BARUAH, P. C. **A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine**, *International Journal of Mechanical Science*, Pergamon Press, v.17, p.97-124, 1975.

BLAIR G. P. **Design and Simulation of Four-Stroke Engine**, R-186, Warrendale, PA, U.S.A., *Society of Automobile Engineers*, 1999.

BOHBOT, J.; LAFOSSAS, F. A.; ALBRECHT, P.; et al. **A New Coupling Approach Using a 1D System Simulation Software and a 3D Combustion Code Applied to Transient Engine Operation**, *SAE Technical Paper 2004-01-3002*, 2004.

CATON, J. A. **Comparisons of Instructional and Complete Versions of Thermodynamic Engine Cycle Simulations for Spark-Ignition Engines**, *International Journal of Mechanical Engineering Education*, v.29, n.4 (Mar.), p.284-306, 2000.

CHAN, S. H.; ZHU, J. **Modeling of Engine In-Cylinder Thermodynamics Under High Values of Ignition Retard**, *International Journal of Thermal Science*, v.40, p. 94-103, 2001.

DA SILVA, L. L. C. **Simulação dos Processos Termodinâmicos em Motores de Combustão Interna**. *Dissertação (Mestrado)* - Escola Politécnica - Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil, 1992.

EMERY, P.; MAROTEAUX, F.; SORINE, M. **Modeling of Combustion in Gasoline Direct Injection Engines for the Optimization of Engine Management System Through Reduction of Tree-Dimensional Models to (n x One-Dimensional) Models**, *Jornal of Fluids Engineering*, v.125, May, p.520-532, 2003.

FOIN, C.; NISHIWAKI, K.; YOSHIHARA, Y. **A Diagnostic Bi-Zonal Combustion Model for the Study of Knock in Spark-Ignition Engines**, *Japan Society of Automotive Engineers*, v.20, n.3 (Jul.), p.401-406, 1999.

GALLO, W. L. R. **Análise Exergética de Motores a Gasolina e Álcool**. *Tese (Doutorado)* – Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, SP, Brasil, 1990.

GALLO, W. L. R. **Motores de Combustão Interna**. *Apostila das disciplinas de graduação (EM452) e de pós-graduação (IM452)* – Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, SP, Brasil, 2010.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**, 1<sup>st</sup> ed., New York, U.S.A., *McGraw-Hill*, 1988.

HOHENBERG, G. **Advanced Approaches for Heat Transfert Calculations**. *SAE Technical Paper 790825*, p.2788-2806, 1979.

KASTNER, L. J.; WILLIAMS, T. J.; WHITE, J. B. **Poppet Inlet Valve Characteristics and Their Influence on the Induction Process**. *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, v. 178, Part.1, n.36, p.955-978, 1963.

LANZAFAME, R.; MESSINA, M. **Experimental Data Extrapolation by Using V Order Logarithmic**. *Spring Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division 2002-ICE-458*, ICE v.38, p.147-153, Illinois, U.S.A., 2002.

MELO, T. C. C. **Modelagem Termodinâmica de um Motor do Ciclo Otto Tipo Flex-Fuel, Funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural.** *Tese (Mestrado)* - COPPE - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2007.

NISHIWAKI, K.; SHIMAMOTO Y.; MIYAKE, K. **Average Heat Transfer Coefficients on a Cylinder Wall in the Intake and Exhaust Processes of Motoring Test.** *Bull JSME* 22, v.174, p.1796-1809, 1979.

PAYRI F.; OLMEDA P.; MARTIN J.; GARCIA A. **A Complete 0D Thermodynamic Predictive Model for Direct Injection Diesel Engines.** *Applied Energy*, v.88, p.4632-4641, 2011.

PAYRI F.; MOLINA S.; MARTIN J.; ARMAS O. **Influence of Measurement Errors and Estimated Parameters on Combustion Diagnosis.** *Applied Thermal Engineering*, v.26, Feb., p.226-36, 2006.

PERINI, F.; PALTRINIERI, F.; MATTARELLI, E. **A Quasi-Dimensional Combustion Model for Performance and Emissions of SI Engines Running on Hydrogen-Methane Blends.** *International Journal of Hydrogen Energy*, v.36, May, p.4687-4701, 2010.

RAMOS, J. A. **Internal Combustion Engine Modeling**, 1<sup>st</sup> ed., New York, U.S.A., *Hemisphere Publishing Corporation*, 1989.

RAZNJEVIC, K. **Tables et Diagrammes Thermodynamiques**, *Paris Editions Eyrolles*, 1970.

SANTOS JUNIOR, S. J. F. d. **Modelo Teórico para Predição do Ciclo Operacional de um Motor de Ignição por Centelha Movido à Gás Natural.** *Dissertação (Mestrado)* - COPPE - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.

SHERMAN, R. H.; BLUMBERG, P. N. **The Influence of Induction and Exhaust Processes on Emissions and Fuel Consumption in the Spark Ignited Engine.** *SAE Technical Paper 770880*, p.3025-3040, 1977.

SOTO, F. P. **Análise Experimental dos Fenômenos da Combustão e das Emissões de Gases em MCI Utilizando Misturas de Etanol e Gasolina.** *Tese (Doutorado)* – Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil, 2003.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**, 3<sup>rd</sup> ed., Warrendale, PA, U.S.A., *Society of Automobile Engineers*, 1999.

STULL, D. R.; PROPHET, H. **JANAF Thermochemical Tables**. *National Standard Reference Data System NSRDS-NBS-37*, 2<sup>nd</sup> ed., 1971.

WOSCHNI G., FIEGEL J. **Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution**. *SAE Technical Paper 790834*, 1979.

ZACHARIAS, F. **Analytical Representation of the Thermodynamic Properties of Combustion Gases**. *SAE Technical Paper 670930*, p.1-16, 1967.

ZHEN X.; WANG, Y.; XU, S.; et al. **Study of Knock in a High Compression Ratio Spark-Ignition Methanol Engine by Multi-Dimensional Simulation**. *Energy*, v.50, Feb., p.150-159, 2013.

# ANEXOS

## Anexo A - Influência do Ponto de Ignição

A avaliação da influência da variação do ponto de ignição sobre o funcionamento do motor simulado, a partir dos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, se baseou na variação desse parâmetro mantendo-se todos os outros dados de entrada inalterados. Nos campos de inserção dos dados referentes à avaliação do ponto de ignição, definiu-se que o intervalo de análise estaria compreendido entre 330 e 380 ° do eixo de manivelas com 11 valores avaliados. Optou-se pela apresentação gráfica de apenas 6 desses valores para que a visualização e análise dos resultados fossem melhor apresentadas.

A influência da variação do ponto de ignição no fluxo mássico dos gases através das válvulas de admissão e de escape assim como sua influência na quantidade mássica de gases no interior dos cilindros durante um ciclo termodinâmico do motor é apresentada na *Fig. A.1*.

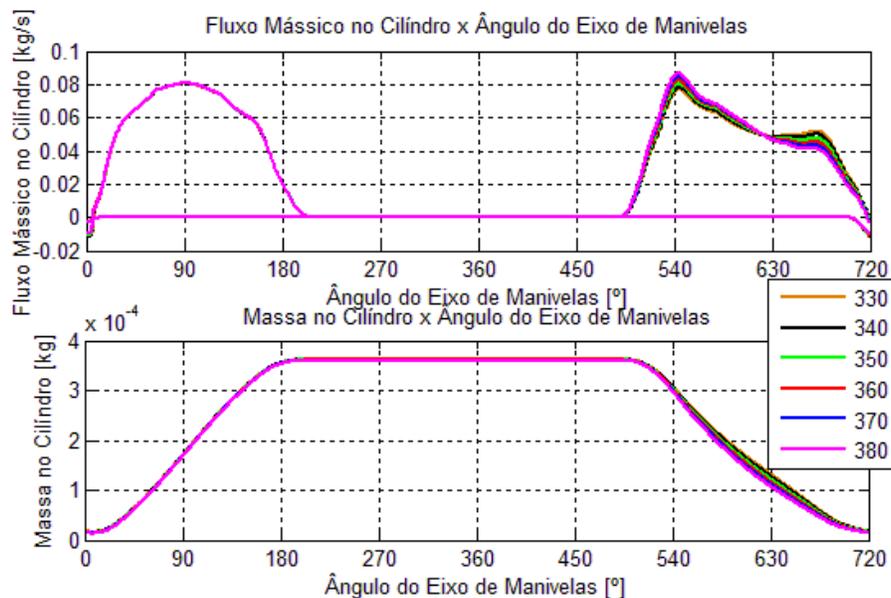
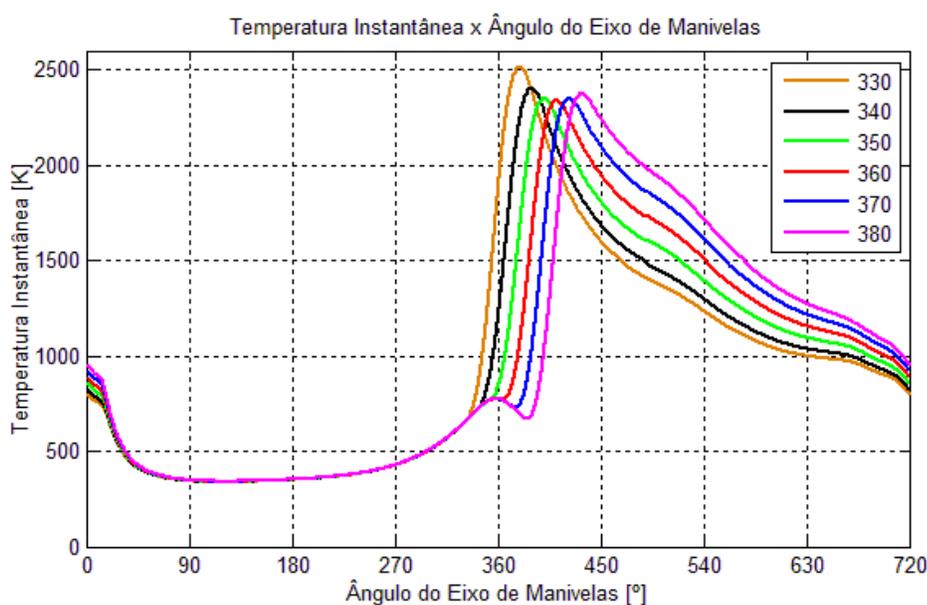


Figura A.1 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em do ponto de ignição.

Como se observa na *Fig. A.1*, o ponto de ignição tem ligeira influência sobre o escoamento através das válvulas de admissão e de escape. Essa ligeira influência, presente principalmente sobre o escoamento através da válvula de escape, está relacionada à variação da temperatura dos gases de escape de acordo com o ponto de ignição.

Na *Fig. A.2*, apresenta-se a influência da variação do ponto de ignição no perfil de temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros. Os perfis de pressão instantânea em função do ponto de ignição são apresentados na *Fig. A.3* e na *Fig. A.4*.



**Figura A.2 – Temperatura instantânea em função do ponto de ignição.**

Verifica-se na *Fig. A.2* a forte influência do ponto de ignição sobre os perfis de temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros. Conforme o ponto de ignição se desenvolve mais tardiamente, a combustão da massa ar/combustível admitida ocorre, conseqüentemente, mais tardiamente gerando temperaturas de gás de escape mais elevadas. Essa tendência está de acordo com o que ocorre em motores reais, já que o atraso do ponto de ignição é uma das estratégias existentes na calibração de motores para promover o aquecimento mais rápido do motor e do sistema de pós-tratamento no momento da partida a frio.

O aquecimento mais rápido do sistema de pós-tratamento é de extrema importância na redução dos níveis de emissões, já que esse sistema requer um determinado nível de temperatura dos gases de escape para alcançar uma elevada eficiência de conversão do monóxido de carbono

CO, dos hidrocarbonetos HC e dos óxidos de nitrogênio NO<sub>x</sub>. Por efetuar a conversão dessas 3 substâncias o sistema de pós-tratamento é conhecido como catalizador de 3 vias.

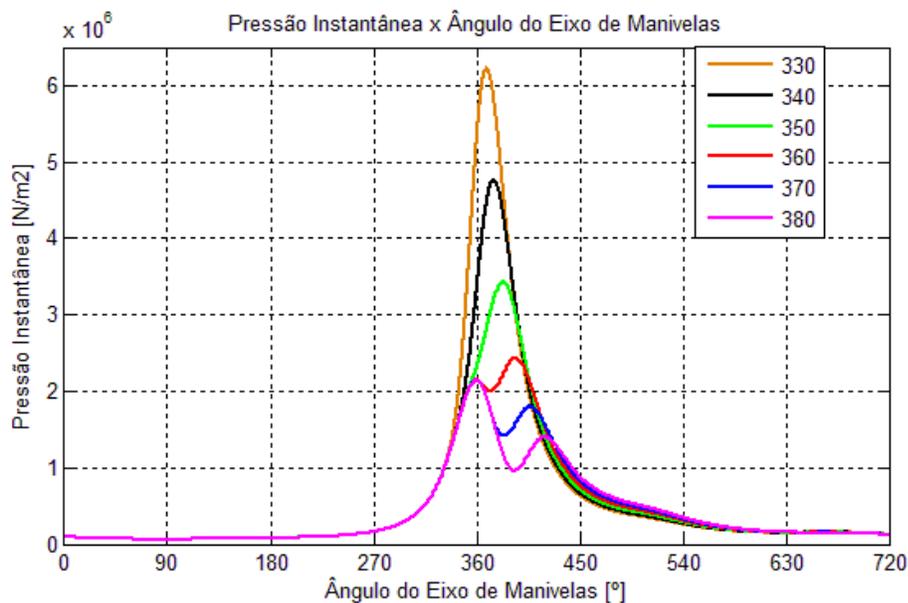


Figura A.3 – Pressão instantânea em função do ponto de ignição.

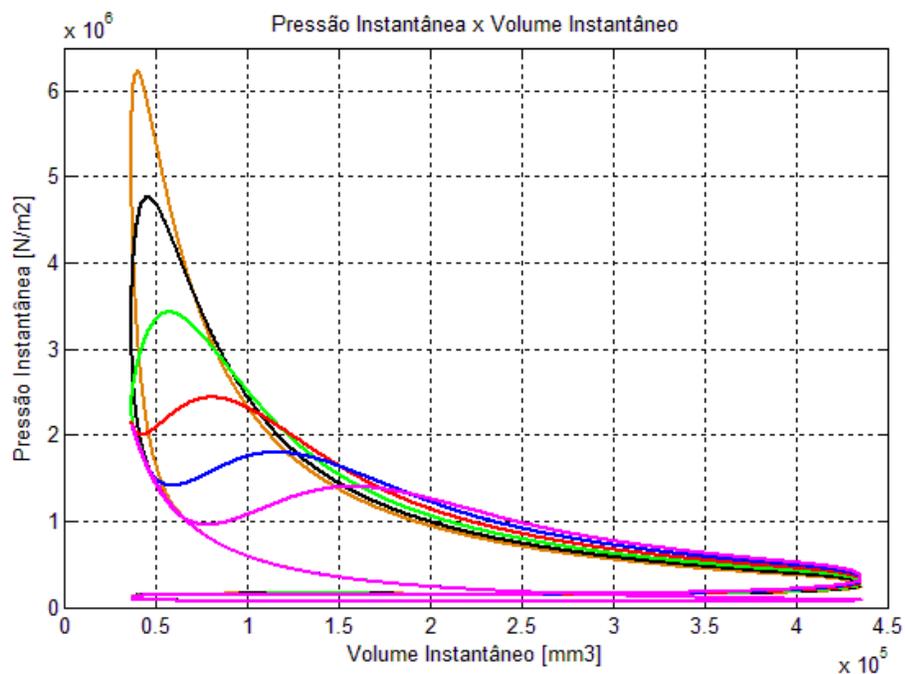


Figura A.4 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função do ponto de ignição.

Na *Fig. A.3* e na *Fig. A.4*, assim como observado nos perfis de temperatura instantânea, observa-se a forte influência do ponto de ignição nos perfis de pressão instantânea dos gases no interior dos cilindros. Sobre o intervalo de ponto de ignição avaliado pela simulação, observa-se sobre os resultados que ao se aplicar um maior atraso do ponto de ignição, níveis inferiores de pressão instantânea são alcançados, sendo essa redução mais preponderante durante o processo de combustão e início de expansão.

Essa característica representa muito bem o que ocorre em motores reais, já que o atraso do ponto de ignição também se apresenta como uma importante estratégia da calibração de motores para inibir o fenômeno indesejável da detonação. A detonação é um processo de combustão anormal em que a velocidade de queima da mistura ar/combustível é supersônica gerando ondas de choque na câmara de combustão. Ela ocorre devido ao efeito compressivo que a parcela de mistura ar/combustível queimada exerce sobre a parcela de mistura não queimada, aumentando sua pressão e temperatura e propiciando o surgimento de novos focos de propagação de chama. Detectada a detonação pelo sensor de detonação instalado no bloco do motor, a central eletrônica atua sobre o funcionamento do motor atrasando o ponto de ignição e assim reduzindo os níveis de pressão dos gases no interior dos cilindros.

Na *Fig. A.5*, apresentam-se os resultados referentes aos rendimentos volumétrico, térmico indicado, térmico efetivo e mecânico em função do ponto de ignição.

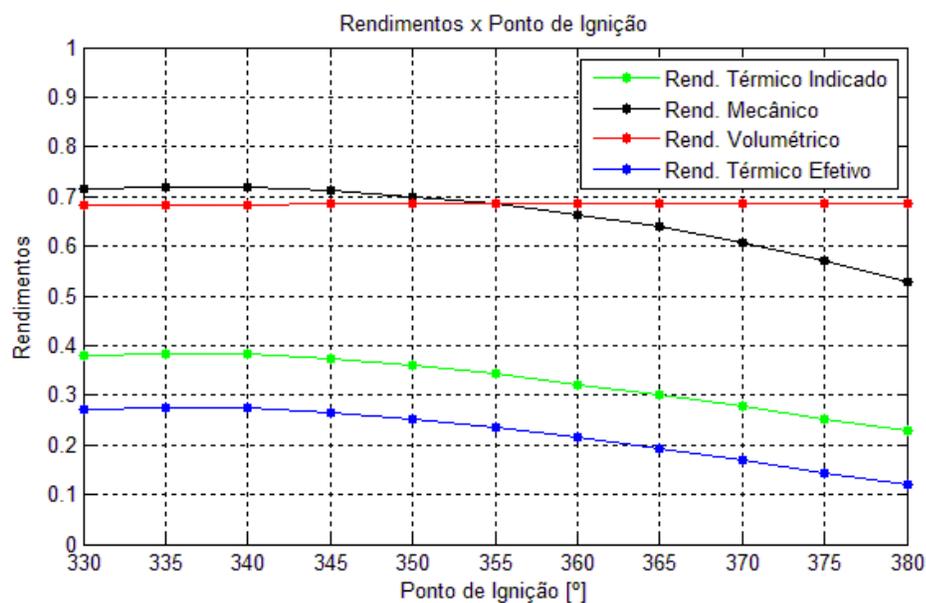
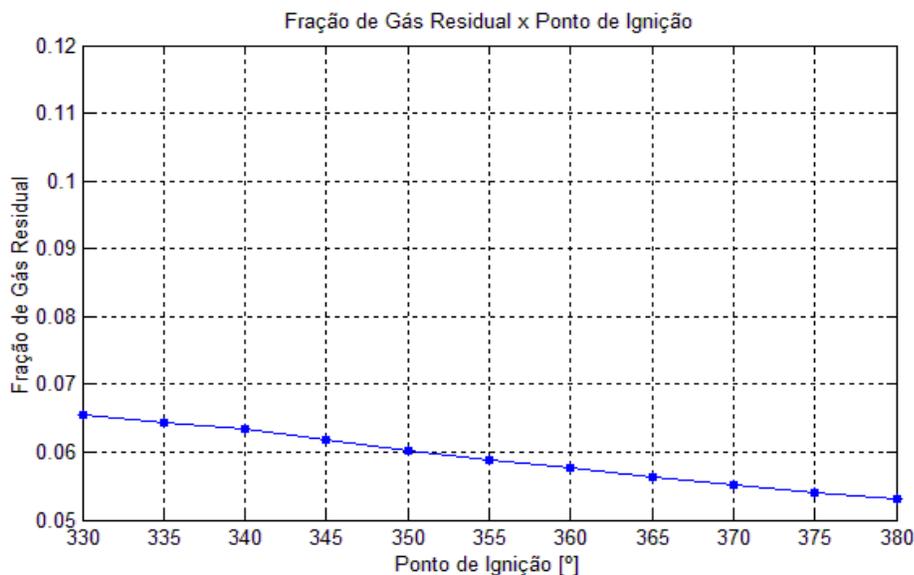


Figura A.5 – Rendimentos em função do ponto de ignição.

Conforme se atrasa o ponto de ignição, temperaturas mais elevadas dos gases são encontradas no coletor de escape e assim a fração de gás residual sofre uma ligeira redução, tendência que se observa sobre os resultados de fração de gás residual em função do ponto de ignição da *Fig. A.6*. Como essa influência é sensível, como a pressão de admissão se mantém constante e como o fluxo através das válvulas sofre também variação sensível com a variação do ponto de ignição, o rendimento volumétrico sofre pouca influência da variação do ponto de ignição, como se observa na *Fig. A.5*.



**Figura A.6 – Fração de gás residual em função do ponto de ignição.**

A curva de rendimento térmico indicado em função do ponto de ignição, observada na *Fig. A.5*, apresenta um valor máximo próximo ao ponto de ignição 336°. O fato de se obter um valor máximo para o rendimento térmico é esperado já que o adiantamento excessivo do ponto de ignição gera um maior trabalho negativo ao ciclo, pelo fato de se iniciar a combustão no curso de compressão, e o atraso excessivo do ponto de ignição não permite que a combustão promova um aumento apreciável dos níveis de pressão no interior dos cilindros e assim ambas as condições reduzem a capacidade de gerar trabalho líquido. Na literatura existem trabalhos que demonstram que o melhor rendimento térmico do motor ocorre quando, próximo aos 8° após PMS da combustão, 50% da massa ar/combustível sofreu combustão. Ao avaliarmos esse parâmetro sobre a simulação em que se aplica o ponto de ignição equivalente a 336°, verifica-se um resultado bastante satisfatório. 50% da massa ar/combustível sofre combustão aos 7°, conforme *Fig. A.7*.

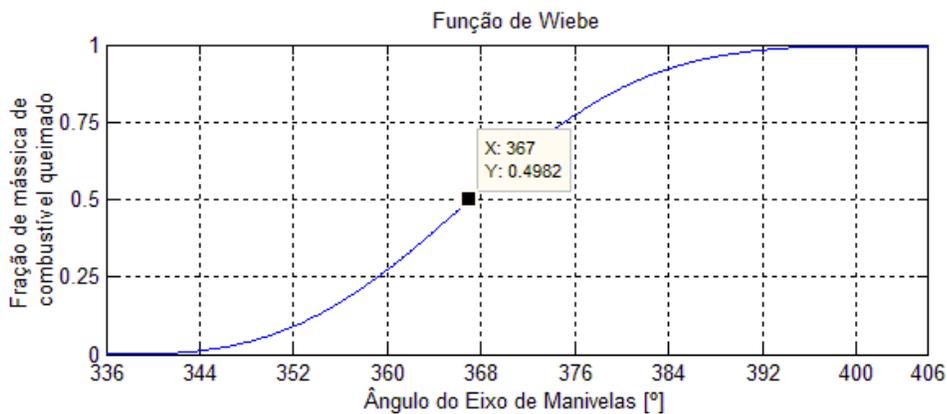


Figura A.7 – Função de Wiebe para ponto de ignição 336°.

O rendimento mecânico em função do ponto de ignição, apresentado na *Fig. A.5*, nos mostra que o aumento do trabalho líquido gerado pelo ciclo do motor, de acordo com o ponto de ignição, é proporcionalmente maior do que o aumento do trabalho de atrito, sendo ambos os aumentos resultantes de valores superiores de pressão alcançados no interior dos cilindros.

A partir da aplicação do rendimento mecânico sobre o rendimento térmico indicado, o algoritmo nos fornece o rendimento térmico efetivo estimado do motor simulado, conforme se apresenta na *Fig. A.5*.

Em seguida, apresentam-se na *Fig. A.8* e na *Fig. A.9* as pressões médias e potências médias obtidas, respectivamente, em função do ponto de ignição.

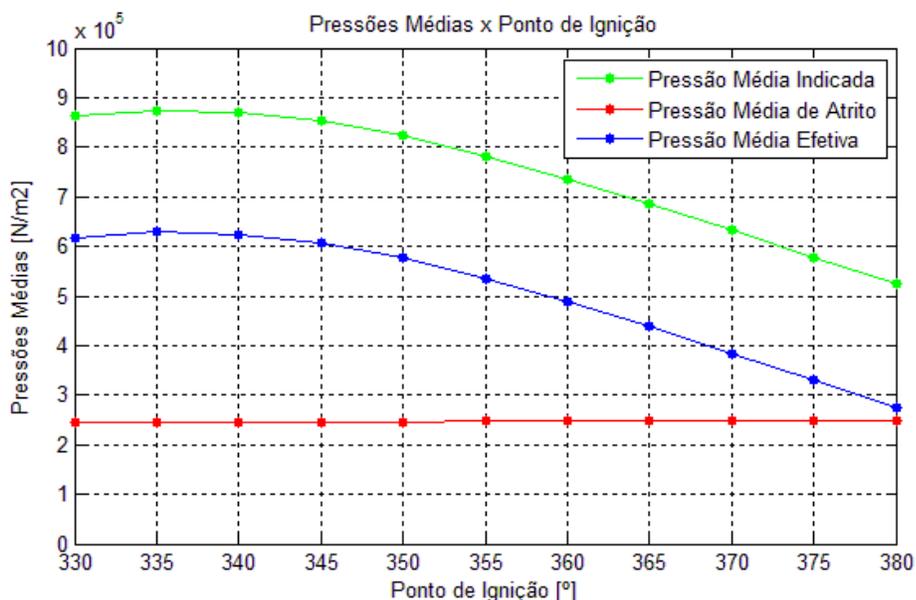


Figura A.8 – Pressões médias em função do ponto de ignição.

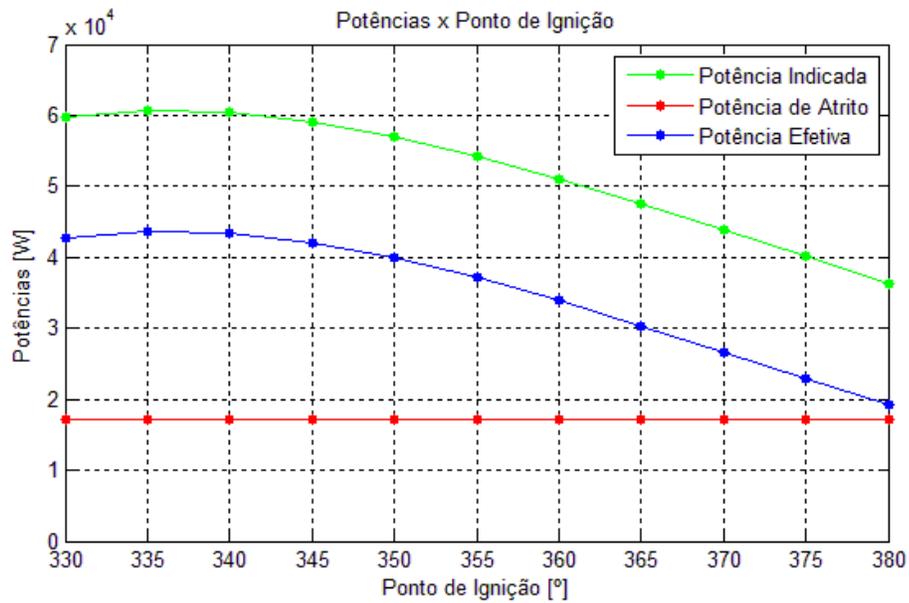


Figura A.9 – Potências médias em função do ponto de ignição.

A partir dos resultados encontrados para diferentes valores de ponto de ignição, apresentam-se na *Fig. A.10* e na *Fig. A.11* as curvas de desempenho indicado e de desempenho efetivos do motor simulado, respectivamente, em função do ponto de ignição.

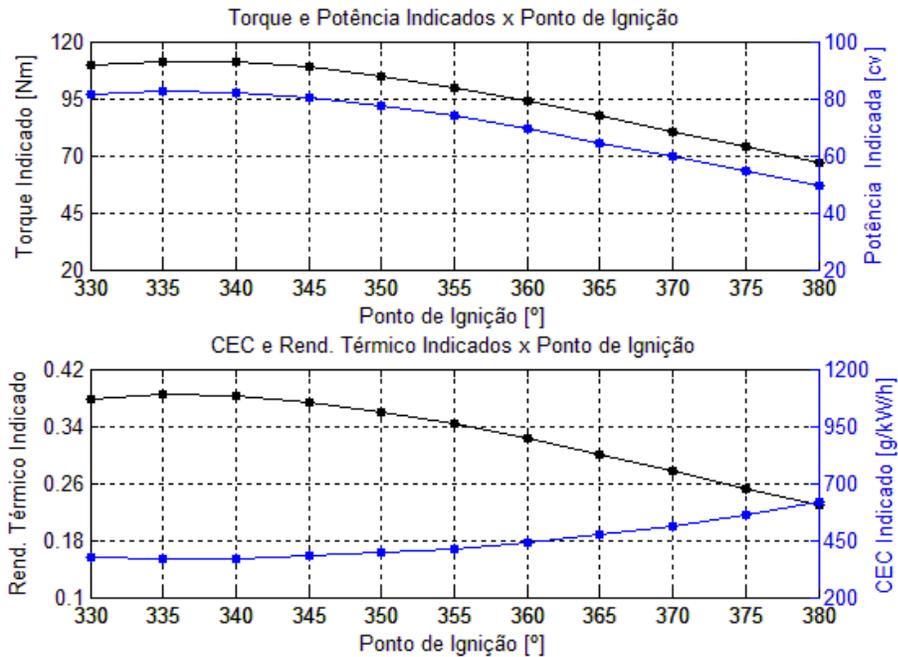


Figura A.10 – Curvas de desempenho indicado em função do ponto de ignição.

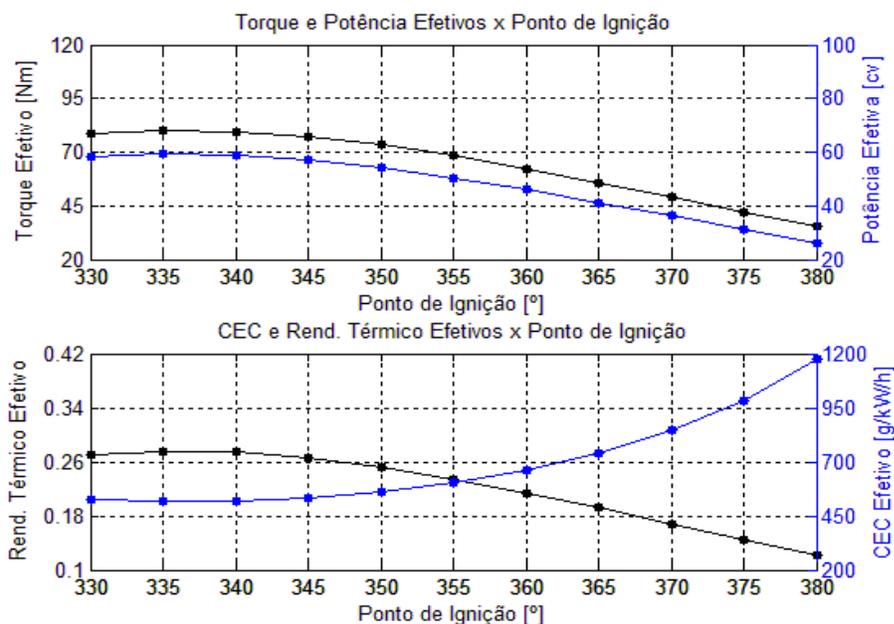


Figura A.11 – Curvas de desempenho efetivo em função do ponto de ignição.

Com os resultados encontrados sobre a influência da variação do ponto de ignição sobre as curvas de temperatura e pressão instantâneas e sobre as características de desempenho efetivas e indicadas do motor simulado, conclui-se que o algoritmo desenvolvido descreve bem as tendências esperadas para motores reais, gerando resultados qualitativamente interessantes.

## Anexo B - Influência da Taxa de Compressão

A avaliação da influência da variação da taxa de compressão geométrica sobre as características de funcionamento do motor simulado, a partir dos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, se baseou na variação desse parâmetro mantendo-se os outros dados de entrada fixos. A variação da taxa de compressão desenvolveu-se de forma a manter a cilindrada do motor e variando-se o volume da câmara referente ao cabeçote. Nos campos de inserção dos dados relativos à avaliação da taxa de compressão, definiu-se que o intervalo de análise estaria compreendido entre 8 e 13 com 11 valores avaliados. Optou-se pela apresentação gráfica de somente 6 desses valores para que a visualização e análise dos resultados fossem melhor apresentadas.

A influência da variação da taxa de compressão no fluxo mássico dos gases através das válvulas de admissão e de escape assim como na quantidade mássica de gases no interior dos cilindros durante um ciclo termodinâmico do motor é apresentada na *Fig. B.1*.

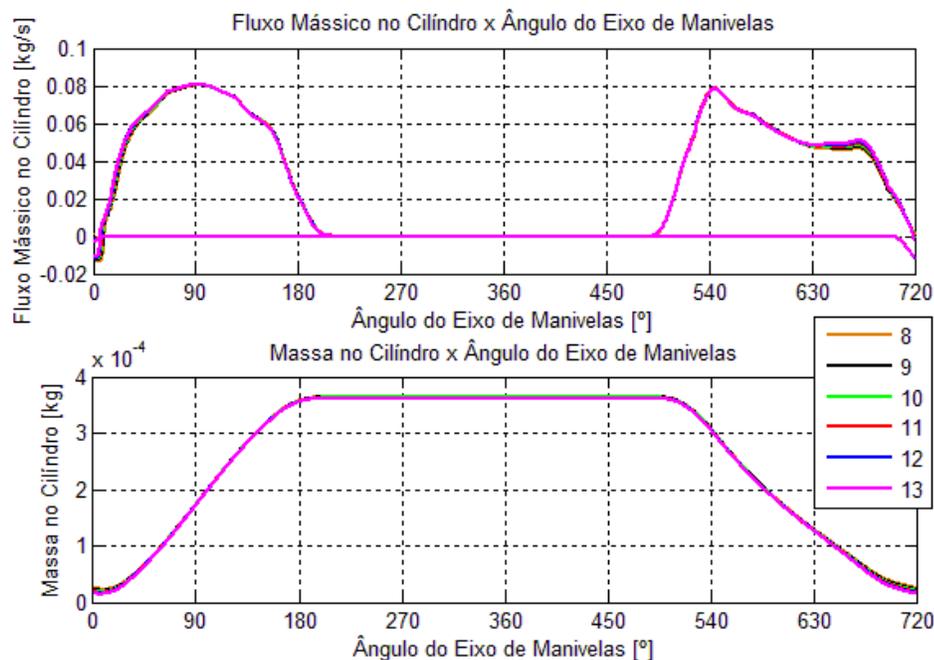


Figura B.1 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em função da taxa de compressão.

Verifica-se na *Fig. B.1* que a variação da taxa de compressão tem pouca influência sobre o escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape.

Na *Fig. B.2* apresenta-se a influência da variação da taxa de compressão nos perfis de temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros. Os perfis de pressão instantânea em função da taxa de compressão são apresentados na *Fig. B.3* e na *Fig. B.4*.

Sobre as curvas de temperatura instantânea dos gases em função da taxa de compressão apresentadas na *Fig. B.2* verifica-se ligeira redução da temperatura dos gases de escape com o aumento da taxa de compressão.

Já sobre as curvas de pressão instantânea em função da taxa de compressão apresentadas na *Fig. B.3* e na *Fig. B.4* observa-se forte influência da variação da taxa de compressão sobre os resultados. O aumento da taxa de compressão resulta em valores significativamente superiores de pressão instantânea dos gases no interior dos cilindros, resultado esse evidentemente esperado.

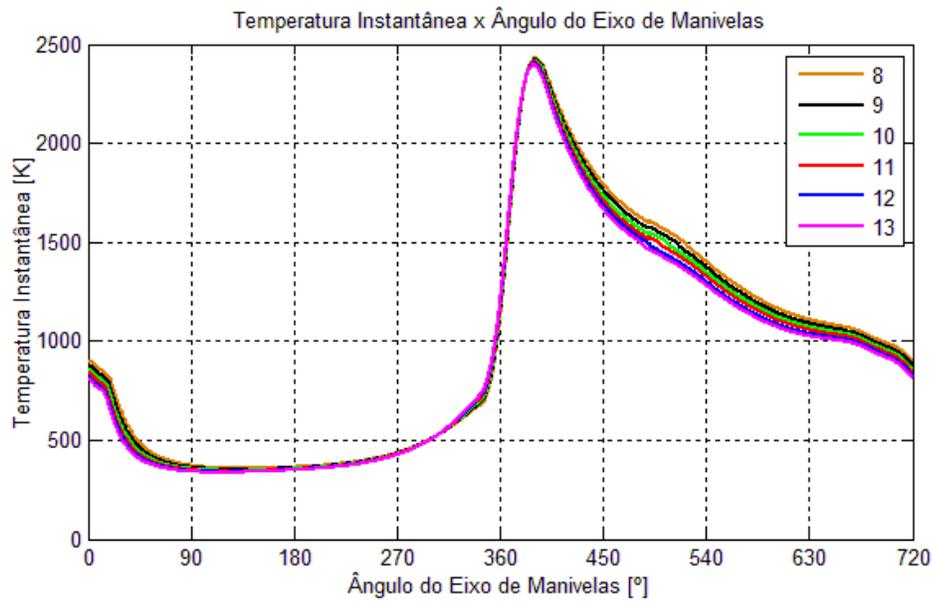


Figura B.2 – Temperatura instantânea em função da taxa de compressão.

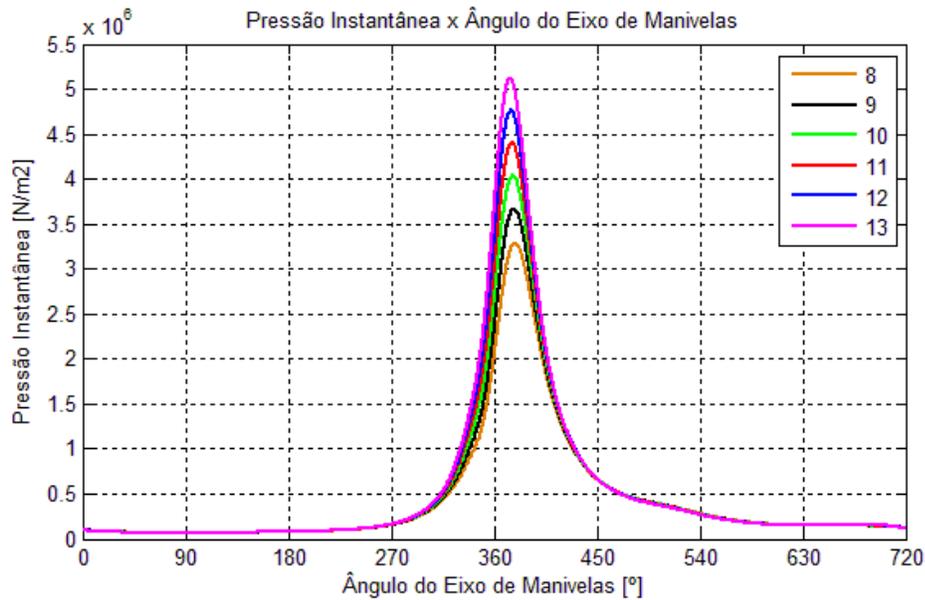


Figura B.3 – Pressão instantânea em função da taxa de compressão.

O aumento da taxa de compressão para um mesmo volume deslocado impõe ao sistema a condição de se comprimir uma mesma quantidade de mistura admitida pelo volume deslocado sobre um volume menor. Sendo assim, maiores valores de pressão instantânea serão alcançados pelos gases no interior dos cilindros durante o ciclo termodinâmico do motor.

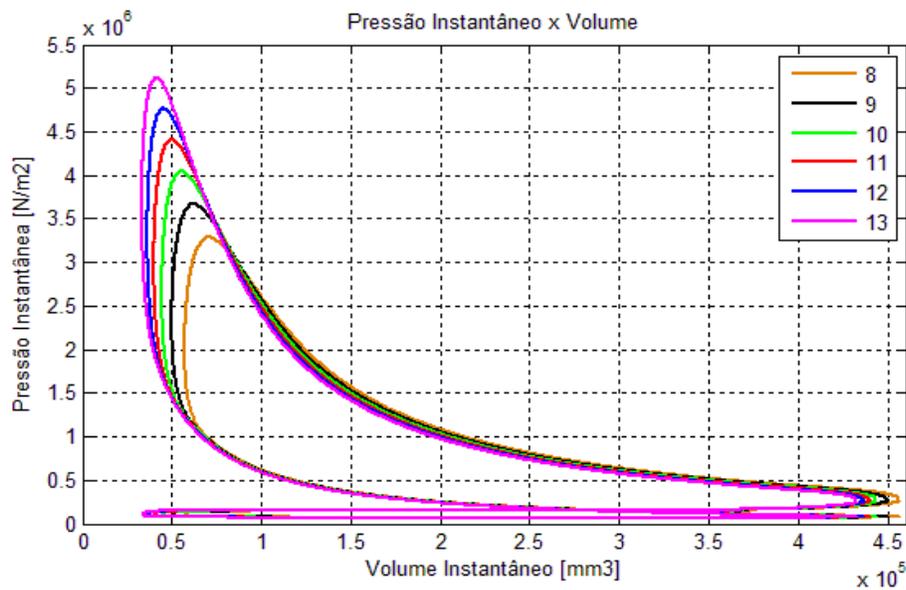


Figura B.4 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função da taxa de compressão.

Além dessas considerações apresentadas sobre a redução do volume referente ao volume do cabeçote em detrimento do aumento da taxa de compressão, verifica-se ainda que com o aumento da taxa de compressão se reduz a fração de gás residual, como se observa na Fig. B.5.

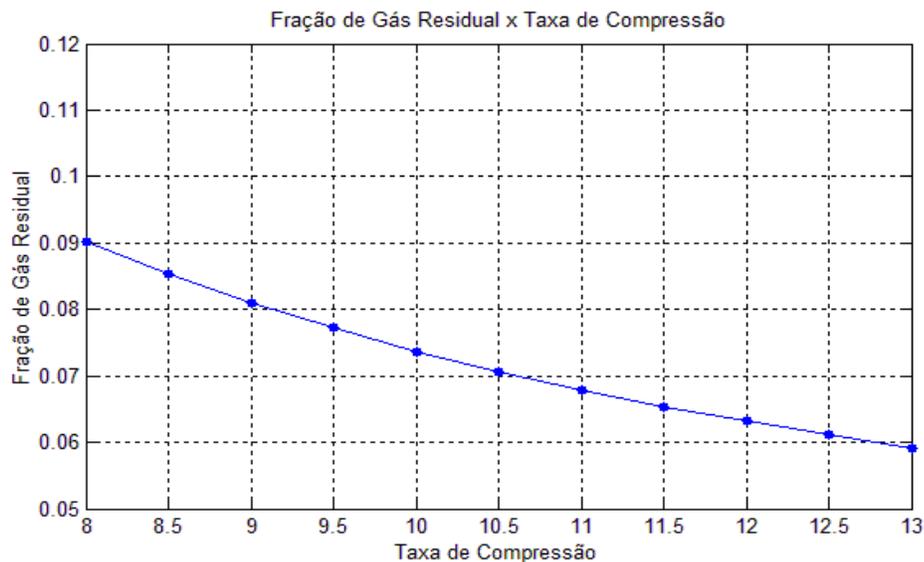
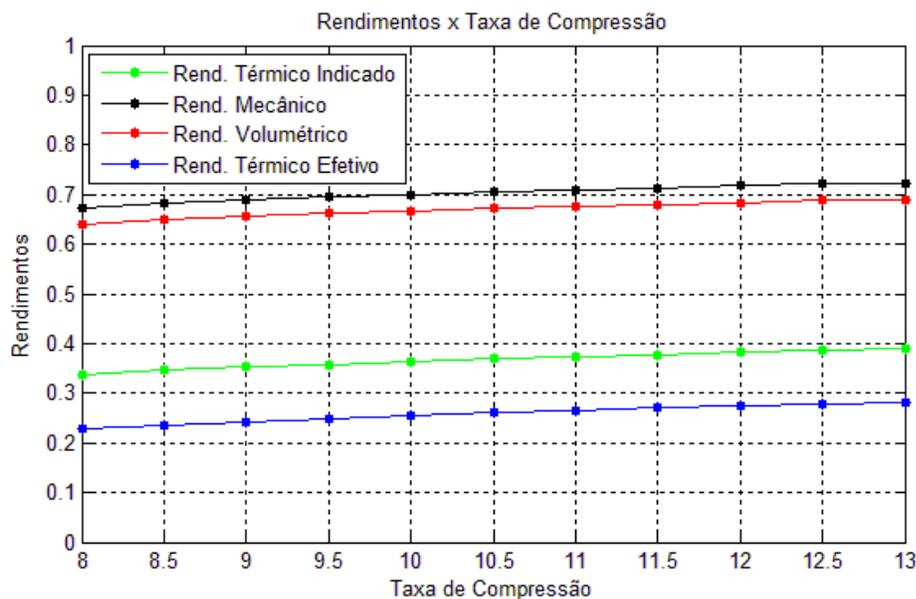


Figura B.5 – Fração de gás residual em função da taxa de compressão.

Como o volume da câmara referente ao cabeçote se reduz com o aumento da taxa de compressão, uma menor quantia dos gases queimados nos ciclos antecedentes será remanescente para compor a mistura admitida pelos cilindros.

Essa influência sobre a fração de gás residual, devida à variação da taxa de compressão, repercute diretamente sobre o rendimento volumétrico do motor, como se observa na *Fig. B.6*.



**Figura B.6 – Rendimentos em função da taxa de compressão.**

Ainda na *Fig. B.6* verifica-se que o aumento da taxa de compressão promove um aumento significativo do rendimento térmico indicado. Essa tendência se deve ao fato de que com o aumento da taxa de compressão, maiores são os níveis de pressão média dos gases no interior dos cilindros e, conseqüentemente, maior é o trabalho líquido gerado no decorrer de um ciclo de funcionamento do motor em relação a uma quantidade equivalente de combustível injetado nos cilindros.

O rendimento mecânico apresentado na *Fig. B.6*, como já foi discutido no anexo A, segue a influência sobre o trabalho líquido gerado no ciclo do motor. Assim, segue tendência semelhante à do rendimento térmico indicado.

A partir da aplicação do rendimento mecânico sobre o rendimento térmico indicado, o algoritmo nos fornece o rendimento térmico efetivo estimado do motor simulado, conforme se apresenta na *Fig. B.6*.

Em seguida, apresentam-se na *Fig. B.7* e na *Fig. B.8* as pressões médias e as potências médias obtidas, respectivamente, em função da taxa de compressão.

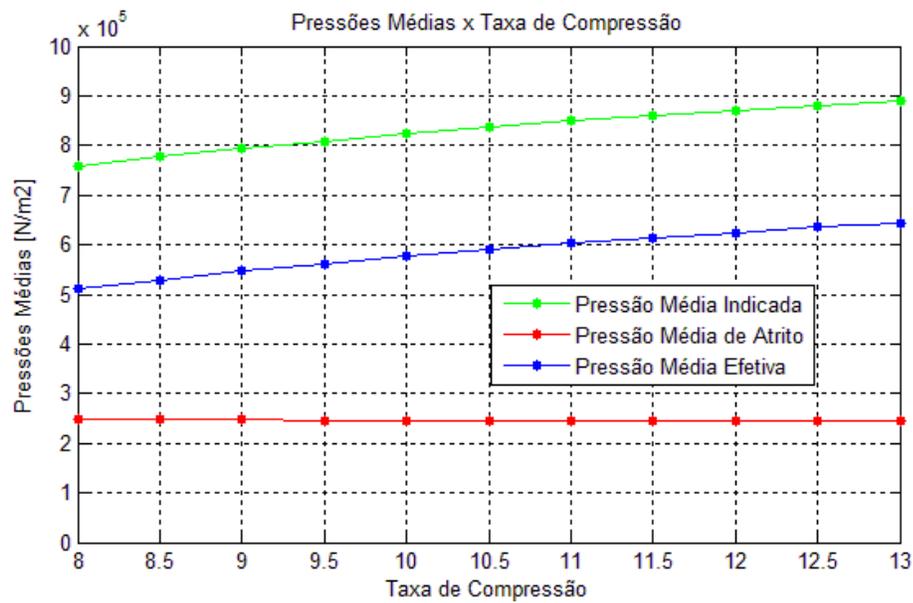


Figura B.7 – Pressões médias em função da taxa de compressão.

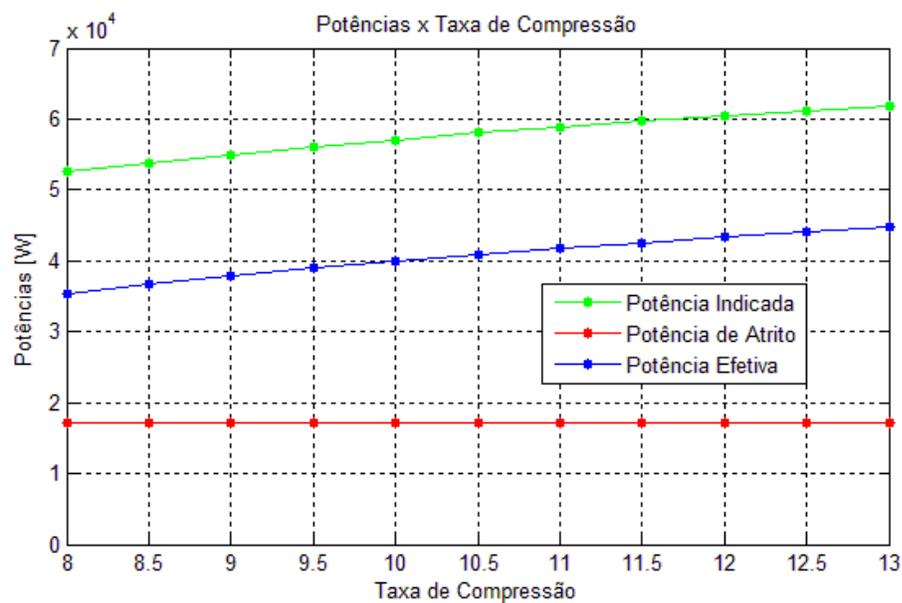


Figura B.8 – Potências médias em função da taxa de compressão.

A partir dos resultados encontrados para diferentes valores de taxa de compressão, apresentam-se na *Fig. B.9* e na *Fig. B.10* as curvas de desempenho indicado e de desempenho efetivos do motor simulado, respectivamente, em função da taxa de compressão.

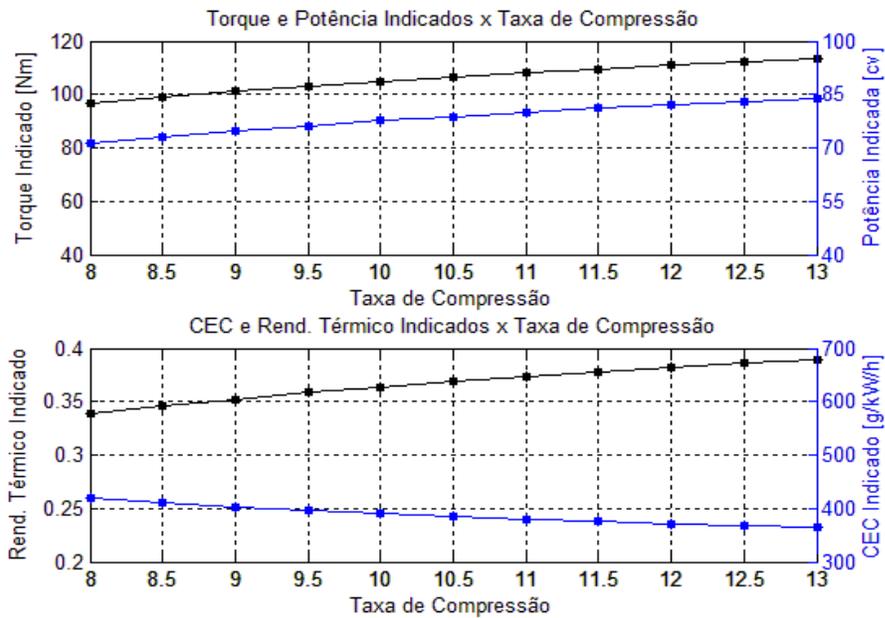


Figura B.9 – Curvas de desempenho indicado em função da taxa de compressão.

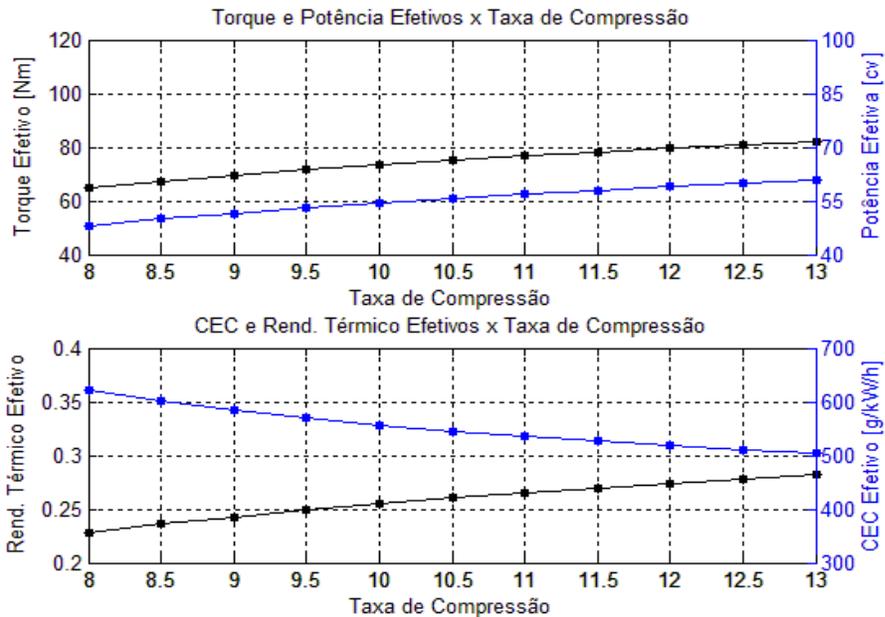


Figura B.10 – Curvas de desempenho efetivo em função da taxa de compressão.

Os resultados de desempenhos indicados e efetivos do motor simulado demonstram a característica de desempenho recorrente em motores reais que é a de se obter maiores valores de torque e potência com o aumento da taxa de compressão. O aumento da taxa de compressão em motores reais, no entanto, é limitado pelo fenômeno da detonação e no algoritmo desenvolvido pela presente dissertação esse fenômeno não foi previsto ainda.

Com os resultados encontrados sobre a influência da variação taxa de compressão sobre as curvas de temperatura e pressão instantâneas e sobre as características efetivas e indicadas de desempenho do motor simulado, conclui-se que o algoritmo desenvolvido descreve bem as tendências esperadas para motores reais. No entanto, o algoritmo poderia nos informar resultados ainda mais fidedignos se tivesse em seu código um modelo para prever o fenômeno da detonação.

### Anexo C - Influência do Coeficiente de Ar Teórico

A avaliação da influência da variação do coeficiente de ar teórico sobre o funcionamento do motor simulado, a partir dos dados de entrada informados na *Tab. 6.1*, se baseou na variação desse parâmetro mantendo-se todos os outros parâmetros inalterados. Nos campos de inserção dos dados referentes à avaliação do coeficiente de ar teórico, definiu-se que o intervalo da análise estaria compreendido entre 0.8 à 1.2 com 11 valores avaliados. Optou-se pela apresentação gráfica de apenas 6 desses valores para melhor visualização e a análise dos resultados.

A influência da variação do coeficiente de ar teórico no fluxo mássico dos gases através das válvulas de admissão e de escape assim como na quantidade de massa de gases no interior dos cilindros durante um ciclo termodinâmico do motor é apresentada na *Fig. C.1*.

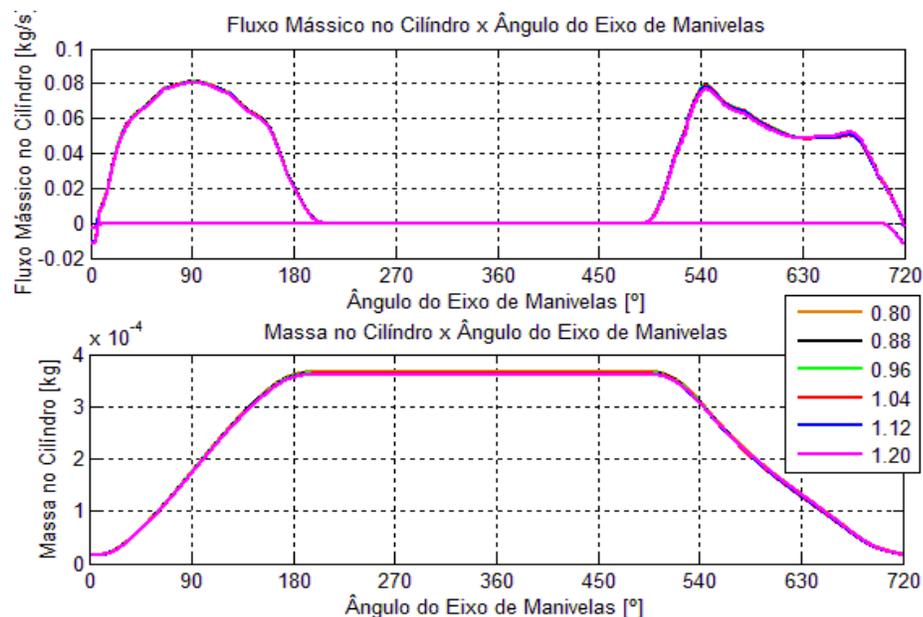


Figura C.1 – Escoamento dos gases através das válvulas de admissão e escape em função do coeficiente de ar teórico.

Verifica-se na *Fig. C.1* que a variação coeficiente de ar teórico tem pouca influência sobre o escoamento dos gases através das válvulas de admissão e de escape.

Na *Fig. C.2*, apresenta-se a influência da variação do coeficiente de ar teórico no perfil de temperatura instantânea dos gases no interior dos cilindros. Os perfis de pressão instantânea em função coeficiente de ar teórico são apresentados na *Fig. C.3* e na *Fig. C.4*.

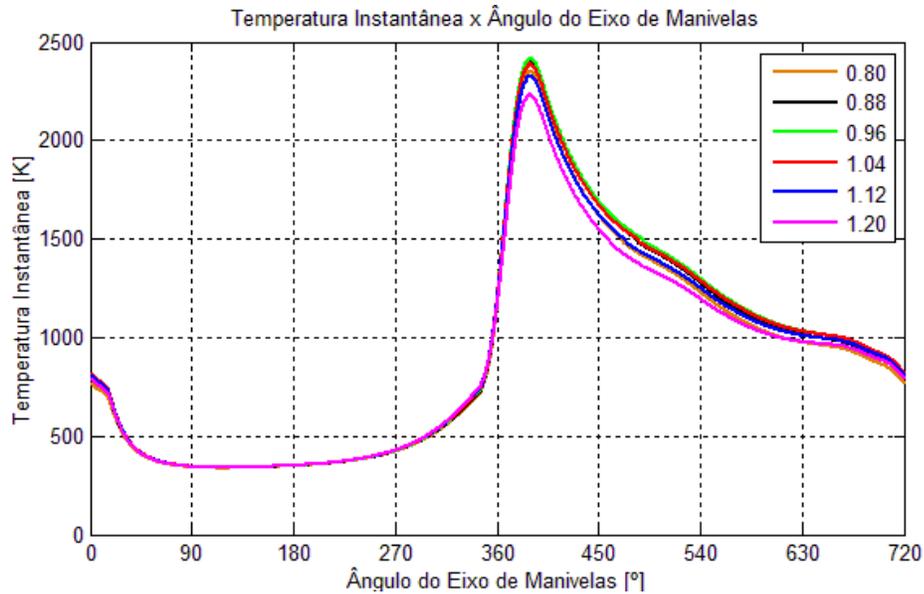


Figura C.2 – Temperatura instantânea em função do coeficiente de ar teórico.

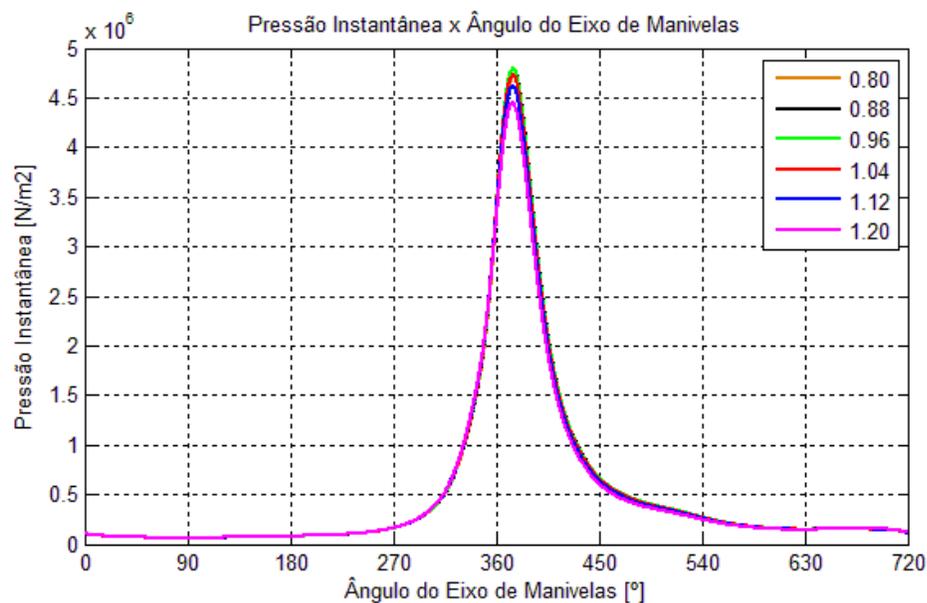


Figura C.3 – Pressão instantânea em função do coeficiente de ar teórico.

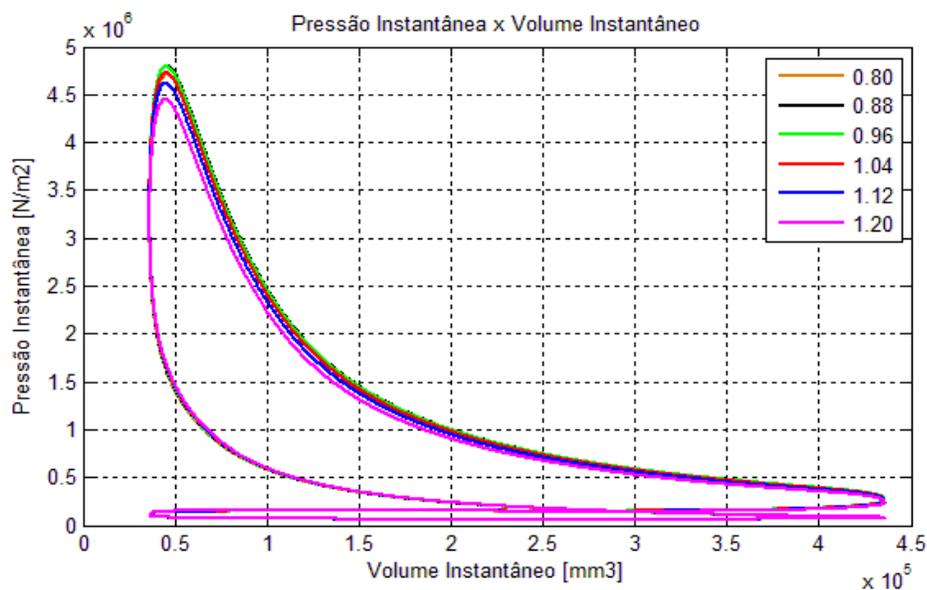


Figura C.4 – Pressão instantânea pelo volume instantâneo em função do coeficiente de ar teórico.

Verifica-se na *Fig. C.2*, na *Fig. C.3* e na *Fig. C.4* ligeira influência do coeficiente de ar teórico sobre os perfis de temperatura e pressão instantâneas. Observam-se valores mais elevados de pressão e temperatura instantâneas para coeficientes de ar teórico próximos à 0.96, ou seja, para misturas ar/combustível levemente ricas.

Na *Fig. C.5*, apresentam-se os rendimentos volumétrico, térmico indicado, térmico efetivo e mecânico em função do coeficiente de ar teórico.

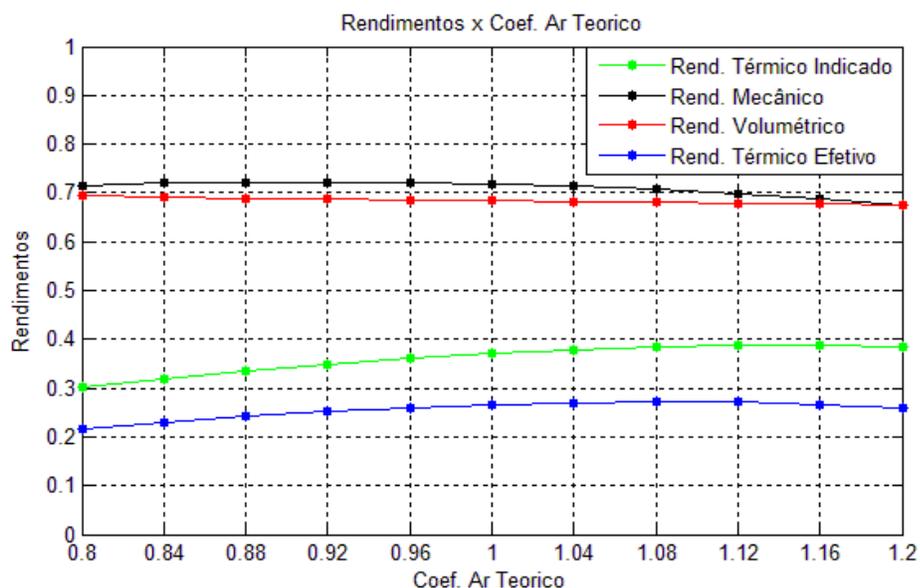
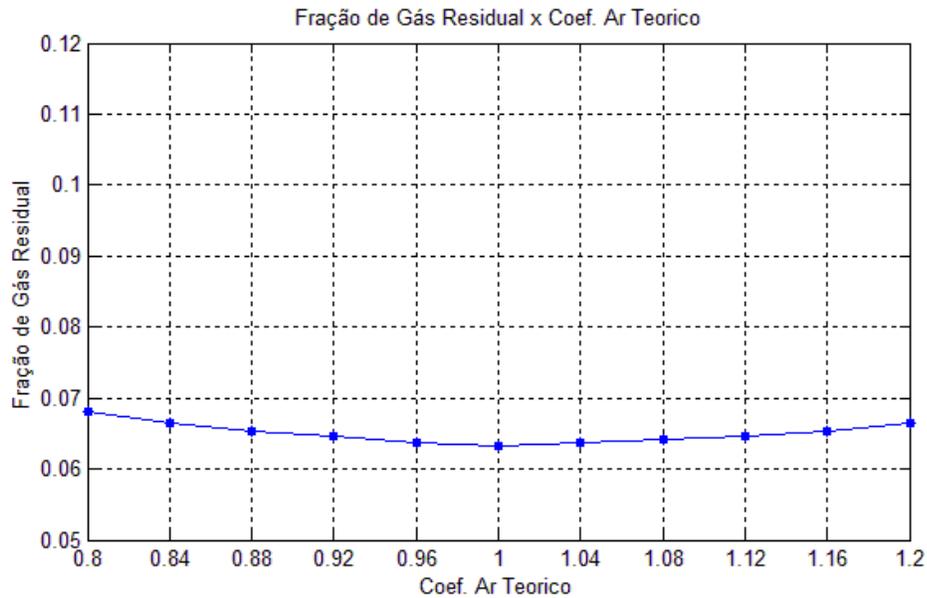


Figura C.5 – Rendimentos em função do coeficiente de ar teórico.

Verifica-se que o rendimento volumétrico sofre pouca influência da variação do coeficiente de ar teórico. Essa tendência pode ser explicada pelo fato de que a pressão de admissão se mantém constante e a fração de gás residual pouco se altera, como se observa na *Fig. C.6*.



**Figura C.6 – Fração de gás residual em função do coeficiente de ar teórico.**

Verifica-se na *Fig. C.5* que o rendimento térmico indicado se torna mais elevado para misturas levemente pobres, ou seja, para coeficientes de ar teórico no entorno de 1.16. Essa característica se explica pelo fato de que, sobre essas condições, maior parcela do combustível injetado encontra moléculas de oxigênio durante o processo de combustão, permitindo que o mesmo libere a energia por ele contida e assim gerando trabalho líquido ao ciclo. Em condições em que a mistura está mais enriquecida, não há oxigênio suficiente para oxidar todo o combustível e, conseqüentemente, gera-se uma menor quantidade de trabalho líquido.

A partir da aplicação do rendimento mecânico sobre o rendimento térmico indicado, o algoritmo nos fornece o rendimento térmico efetivo estimado do motor simulado, conforme se apresenta na *Fig. C.5*.

Em seguida, apresentam-se na *Fig. C.7* e na *Fig. C.8* as pressões médias e potências médias obtidas, respectivamente, em função do coeficiente de ar teórico.

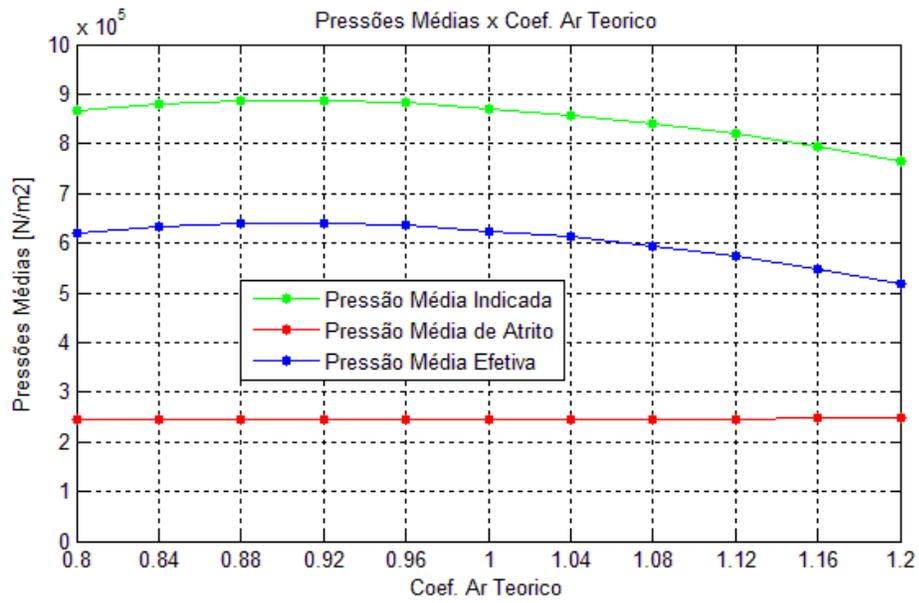


Figura C.7 – Pressões médias em função do coeficiente de ar teórico.

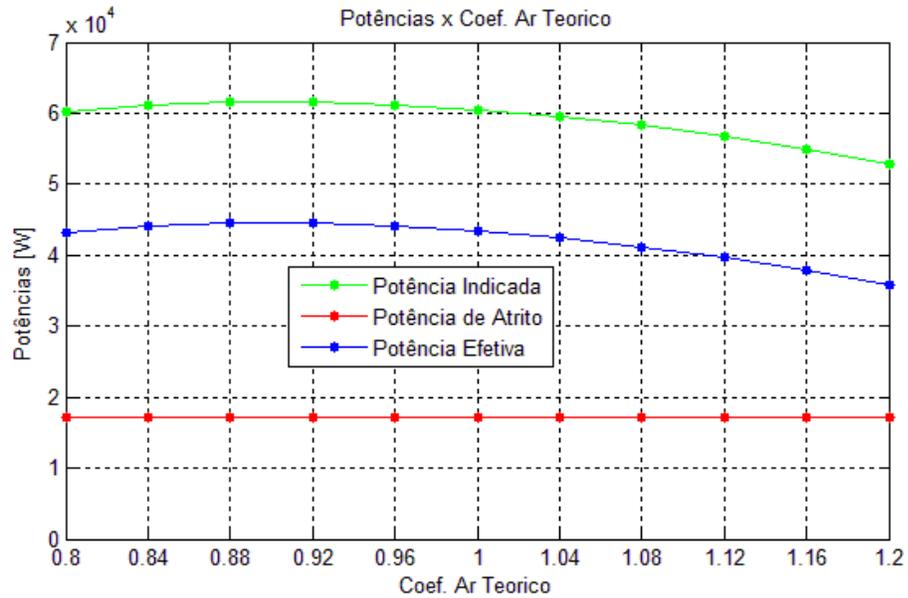


Figura C.8 – Potências médias em função do coeficiente de ar teórico.

A partir dos resultados encontrados para diferentes valores de coeficiente de ar teórico, apresentam-se na *Fig. C.9* e na *Fig. C.10* as curvas de desempenho indicado e de desempenho efetivos do motor simulado, respectivamente, em função do coeficiente de ar teórico.

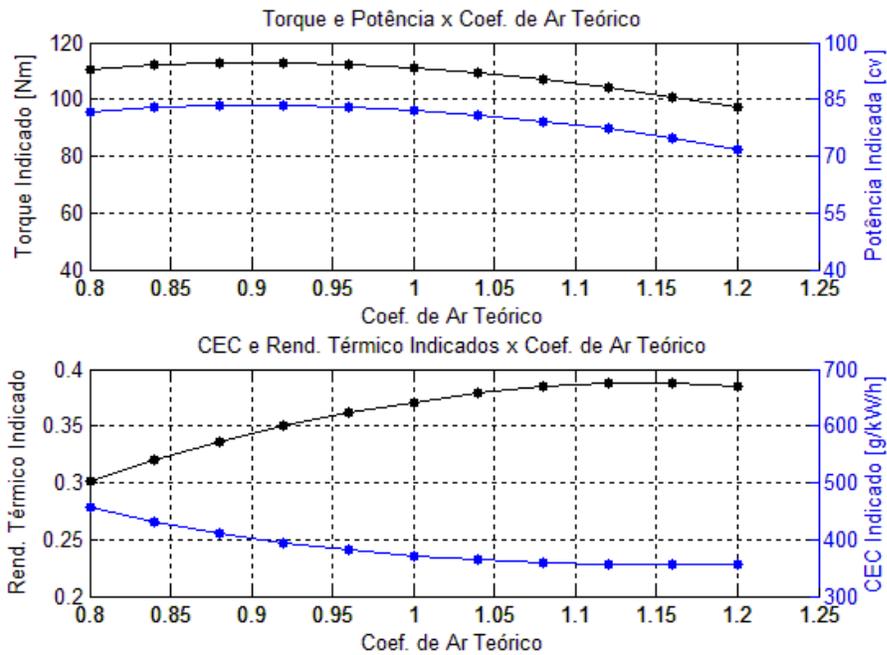


Figura C.9 – Curvas de desempenho indicado em função do coeficiente de ar teórico.

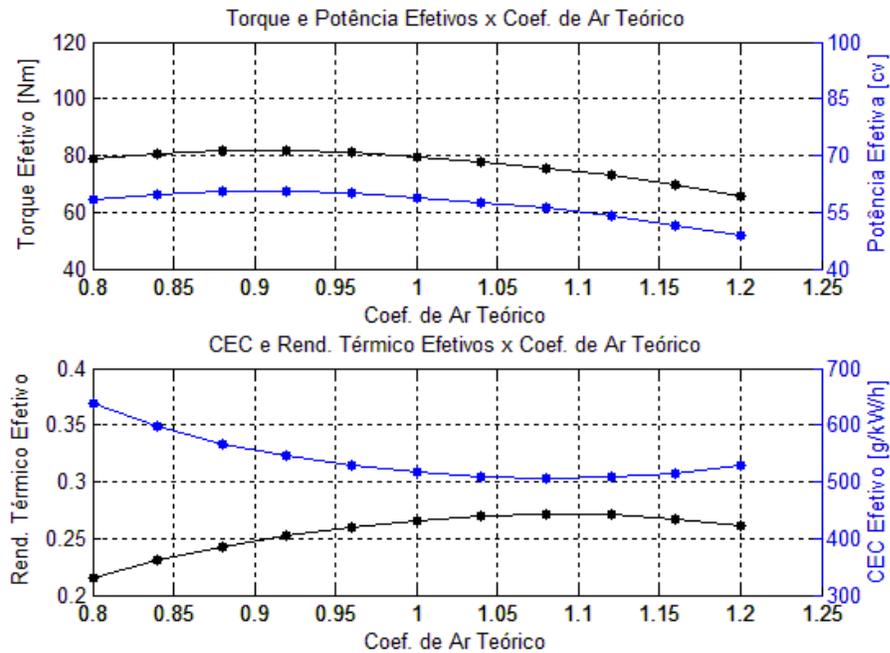


Figura C.10 – Curvas de desempenho efetivo em função do coeficiente de ar teórico.

Os resultados de desempenhos indicados e efetivos do motor simulado demonstram a característica de desempenho recorrente em motores reais que é a de maiores valores de torque e de potência para condições de funcionamento com misturas levemente ricas, ou seja, com

coeficientes de ar teórico no entorno do valor 0.9. Verifica-se também que as melhores condições de consumo específico de combustível e de rendimento térmico ocorrem para condições de funcionamento do motor com misturas levemente pobres, ou seja, com coeficientes de ar teórico no entorno do valor 1.1. Além disso, os resultados absolutos das características de desempenho estão de acordo com os valores normalmente encontrados em motores movidos a etanol nas condições de funcionamento avaliadas.

Com os resultados encontrados sobre a influência da variação do coeficiente de ar teórico sobre as curvas de temperatura e pressão instantâneas e sobre as características termodinâmicas efetivas e indicadas do motor simulado conclui-se que o algoritmo desenvolvido descreve bem as tendências esperadas para motores reais, gerando resultados qualitativamente interessantes.