



ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO  
POR CENTELHA OPERANDO COM GASOLINA OU ETANOL COM ADIÇÃO DE  
HIDROGÊNIO

Bruno Elias Bento de Cristo

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

Orientadores: Carlos Rodrigues Pereira Belchior  
Sérgio de Moraes Hanriot

Rio de Janeiro

Junho de 2017

ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO  
POR CENTELHA OPERANDO COM GASOLINA OU ETANOL COM ADIÇÃO DE  
HIDROGÊNIO

Bruno Elias Bento de Cristo

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

Examinada por:

---

Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.

---

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc.

---

Prof. Osmano Sousa Valente, D.Sc.

---

Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

JUNHO DE 2017

Cristo, Bruno Elias Bento de

Análise dos Parâmetros de Desempenho de um motor de Ignição por Centelha Operando com Gasolina ou Etanol com Adição de Hidrogênio/ Bruno Elias Bento de Cristo. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2017.

XVII, 126 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Sérgio de Moraes Hanriot

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2017.

Referências Bibliográficas: p. 107-111.

1. Hidrogênio. 2. Motores de Ignição por Centelha. 3. Simulação Computacional. I. Belchior, Carlos Rodrigues Pereira *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Mecânica. III. Título.

*Dedico esta dissertação primeiramente a Deus,  
e também a toda a minha família, especialmente  
aos meus pais Eduardo e Márcia.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador Professor Carlos Rodrigues Pereira Belchior, primeiramente por me aceitar como seu aluno de mestrado e posteriormente pela dedicação, paciência e todo conhecimento transmitido durante a realização deste trabalho.

Agradeço ao meu coorientador Professor Sérgio de Moraes Hanriot pela ajuda fornecida no desenvolvimento desta dissertação através de suas observações, correções e sugestões que contribuiram muito para a sua finalização.

Agradeço também ao Professor Osmano Sousa Valente pela ajuda com dúvidas da literatura utilizada como referência bibliográfica neste trabalho, que foram de suma importância para o prosseguimento desta pesquisa.

Agradeço aos meus pais Eduardo e Márcia por sempre estarem ao meu lado dando todo o apoio necessário com muito amor e compreensão. Agradeço aos meus irmãos Tiago e Paulo pela amizade e companheirismo imensurável.

Agradeço a minha vó Nair Raposo pelo amor e o zelo que sempre teve comigo, e também a minha Tia Maria de Fátima por me acolher na cidade do Rio de Janeiro com muito amor e carinho.

Agradeço a minha noiva amada Neygilla, por estar comigo me apoiando durante todo o tempo que me dediquei a minha graduação e ao mestrado, mesmo estando longe, transmitindo muito carinho e amor.

Agradeço a todos os meus amigos que venho acumulando durante os meus anos de vida, principalmente ao meu grande amigo e companheiro de mestrado Leonardo Mendonça, pela amizade e apoio durante essa jornada.

Agradeço a todos os professores do programa de Pós-graduação de Engenharia Mecânica, principalmente os quais tive a honra de estar em contato em sala de aula: Carolina Cotta, Thiago Ritto, Figueiredo, Hélcio, Manuel, Belchior, Albino e Nísio. Obrigado pelos valiosos ensinamentos.

Finalmente, agradecer a todos os amigos e funcionários da COPPE/UFRJ, principalmente os do Laboratório de Máquinas Térmicas, que me ajudaram e incentivaram durante esta pesquisa de mestrado.

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

## ANÁLISE DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA OPERANDO COM GASOLINA OU ETANOL COM ADIÇÃO DE HIDROGÊNIO

Bruno Elias Bento de Cristo

Junho/2017

Orientadores: Carlos Rodrigues Pereira Belchior  
Sérgio de Morais Hanriot

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho apresenta um estudo computacional sobre os efeitos da aplicação de hidrogênio como combustível complementar à gasolina e ao etanol, em um motor de ignição por centelha, verificando alterações nos parâmetros de desempenho do motor. Na pesquisa foi realizado um estudo numérico, adotando um modelo quasi-dimensional para a combustão, simulando a operação do motor para as razões de equivalência da mistura ar/combustível em  $\lambda$  igual a 1,00; 1,07 e 1,14. Utilizando dados experimentais da literatura, a fração do hidrogênio utilizado, que foi produzido no processo de eletrólise em conjunto com gás oxigênio na proporção de 2:1, representou 1,27% do volume total de ar admitido para o motor operando em 840 rpm e 0,38% para rotação de 1400 rpm. Através da simulação termodinâmica, utilizando o *software* AVL Boost<sup>®</sup>, foram analisados os efeitos da adição do hidrogênio. Verificou-se uma redução na duração da combustão e maiores taxas de liberação de calor, aumentando a eficiência térmica do motor, assim como um aumento no pico de pressão no cilindro e do IMEP. Concluiu-se que a maior velocidade do processo de combustão adquirida pela adição do hidrogênio permite aos motores de ignição por centelha operar com misturas ar/comb. empobrecidas, retornando em redução do consumo específico de combustível.

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

ANALYSIS OF PERFORMANCE PARAMETERS OF AN SPARK IGNITION  
ENGINE OPERATING WITH GASOLINE OR ETHANOL WITH HYDROGEN  
ADDITION

Bruno Elias Bento de Cristo

June/2017

Advisors: Carlos Rodrigues Pereira Belchior  
Sérgio de Morais Hanriot

Department: Mechanical Engineering

This work presents a computational study about the effects of the application of hydrogen as complementary fuel to gasoline and ethanol in a spark ignition engine, verifying the modifications of the engine performance parameters. In the research a numerical study was carried out, adopting a quasi-dimensional model for a combustion, simulating the engine operation for equivalence ratios of the mixture air/fuel in  $\lambda=1,00$ ; 1,07 e 1,14. Using experimental data from the literature, the fraction of hydrogen used, which was produced in electrolysis process together with oxygen gas in the proportion of 2:1, represented 1.27% of the total volume of air admitted to engine operating at 840 rpm and 0.38% for rotation of 1400 rpm. Using the AVL Boost® software, the effects of the addition of hydrogen were analyzed, where a reduction in the duration of combustion and higher rates of heat release was observed, increasing the thermal efficiency of the engine, as well as it was verified increase peak pressure in the cylinder and the IMEP. It was concluded that the higher speed of the combustion process acquired by the addition of hydrogen allows spark ignition engines to operate with air/fuel blends impoverished, returning in reduction of specific fuel consumption.

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 Objetivos .....	3
1.2 Justificativa.....	4
1.3 Escopo da Dissertação .....	5
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>6</b>
2.1 Motores de combustão interna operando com adição de hidrogênio .....	6
2.2 Classificação dos Modelos de Combustão em Motores.....	11
2.3 Modelagem e Simulações de Motores a Combustão Interna .....	13
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>21</b>
3.1 Parâmetros de desempenho de um motor.....	21
3.1.1 Razão de compressão .....	21
3.1.2 Potência Efetiva e Indicada .....	22
3.1.3 Pressão Média Efetiva .....	22
3.1.4 Eficiência Volumétrica.....	23
3.1.5 Consumo Específico de Combustível .....	24
3.1.6 Razão ar/combustível .....	24
3.1.7 Fração volumétrica de hidrogênio.....	25
3.2 Simulação Computacional.....	25
3.2.1 Equações Básicas de Conservação de Energia no Cilindro.....	26
3.2.2 Representação das Espécies e dos Combustíveis.....	29
3.2.3 Movimento do Pistão.....	31
3.2.4 Modelo de Transferência de Calor .....	32
3.2.5 Modelo de Combustão Wiebe Duas Zonas .....	34
<b>4. METODOLOGIA DA SIMULAÇÃO .....</b>	<b>39</b>
4.1 Elementos da Simulação .....	40
4.1.1 Motor .....	41
4.1.2 Cilindros .....	43
4.1.3 Injetores .....	48
4.1.4 Tubos e Plenums .....	49



4.1.5	Fronteiras do Sistema .....	50
4.1.6	Pontos de Medição .....	51
4.2	Dados do Motor Utilizado na Simulação .....	52
4.3	Ajuste do Modelo de Combustão .....	54
4.4	Implementação e Execução da Simulação .....	55
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>59</b>
5.1	Simulação do Motor a 840 rpm Operando com Gasolina e Hidrogênio.....	59
5.2	Simulação do Motor a 1400 rpm Operando com Gasolina e Hidrogênio.....	67
5.3	Simulação do Motor a 840 rpm Operando com Etanol e Hidrogênio .....	72
5.4	Simulação do Motor a 1400 rpm Operando com Etanol e Hidrogênio .....	77
5.5	Análise de Desempenho para o Motor Simulado na Rotação de 840 e 1400 rpm e Adição de Hidrogênio .....	81
5.6	Análise de Desempenho para o Motor Simulado na Rotação de 5500 rpm com Diferentes Proporções para Adição de Hidrogênio .....	95
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>103</b>
6.1	Considerações Finais .....	103
6.2	Contribuição da dissertação.....	105
6.3	Sugestões Para Trabalhos Futuros .....	105
<b>7.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>107</b>
	<b>ANEXO I.....</b>	<b>112</b>
	<b>APÊNDICE I.....</b>	<b>119</b>
	<b>APÊNDICE II .....</b>	<b>122</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Balanço de Energia no Cilindro. Fonte: (AVL, 2011a) .....	27
Figura 3.2 – Movimento do Pistão. Adaptado de: (MELO, 2012) .....	32
Figura 3.3 – Massa de Combustível Queimado em função do ângulo do virabrequim. Adaptado de: (MELO, 2012).....	36
Figura 4.1 – Diagrama do motor.....	40
Figura 4.2 – Configurações gerais do motor. ....	42
Figura 4.3 – Instalação dos cilindros. ....	43
Figura 4.4 – Configurações gerais do cilindro. ....	44
Figura 4.5 – Configurações do modelo combustão. ....	45
Figura 4.6 – Configurações da Transferência de calor. ....	46
Figura 4.7 – Configurações das válvulas. ....	48
Figura 4.8 – Configurações dos injetores de combustível. ....	49
Figura 4.9 – Configuração da fronteira do sistema.....	50
Figura 4.10 – Pontos de medições do sistema. ....	52
Figura 4.11 – Ilustração do motor utilizado nos ensaios. Fonte: (ALMEIDA, 2013) ....	53
Figura 4.12 – Gráfico dos pontos de operação. ....	56
Figura 4.13 – Fluxograma de execução da simulação. ....	58
Figura 5.1 – Gráfico de IMEP versus número de ciclos. ....	61
Figura 5.2 – Gráfico de pressão máxima no cilindro versus número de ciclos. ....	61
Figura 5.3 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina a 840 rpm. .	63
Figura 5.4 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina e Hidrogênio a 840 rpm.....	64
Figura 5.5 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina a 1400 rpm. .....	69
Figura 5.6 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina e Hidrogênio a 1400 rpm.....	70
Figura 5.7 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol a 840 rpm. ....	74
Figura 5.8 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol e Hidrogênio a 840 rpm. ....	75
Figura 5.9 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol a 1400 rpm. ..	78

Figura 5.10 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol e Hidrogênio a 1400 rpm. ....	79
Figura 5.11 – Curvas simuladas de pressão versus ângulo de manivelas para 840 rpm. ....	82
Figura 5.12 – Resultados do IMEP para o motor operando em 840 rpm. ....	83
Figura 5.13 – Resultados do CEC para o motor operando em 840 rpm. ....	84
Figura 5.14 – Curvas simuladas de pressão versus ângulo de manivelas para 1400 rpm. ....	88
Figura 5.15 – Resultados do IMEP para o motor operando em 1400 rpm. ....	90
Figura 5.16 – Resultados do CEC para o motor operando em 1400 rpm. ....	91
Figura 5.17 – Resultados do IMEP para o motor operando em 1400 rpm e vazão de hidrogênio de 4,04 L/min. ....	94
Figura 5.18 – Resultados do CEC para o motor operando em 1400 rpm e vazão de hidrogênio de 4,04 L/min. ....	94
Figura 5.19 – Resultados do IMEP para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio. ....	97
Figura 5.20 – Resultados de eficiência volumétrica para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio. ....	98
Figura 5.21 – Resultados de vazão mássica de gasolina para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio. ....	99
Figura 5.22 – Resultados de vazão mássica de etanol para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio. ....	100
Figura 5.23 – Resultados de consumo específico de gasolina para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio. ....	101
Figura 5.24 – Resultados de consumo específico de etanol para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio. ....	102
Figura I.1 – Sistema de aquisição de dados da central eletrônica. Fonte: (ALMEIDA, 2013) ....	114
Figura I.2 – Sistema de medição da razão de equivalência da mistura. Fonte: (ALMEIDA, 2013) ....	114
Figura I.3 – Termopar tipo K. Fonte: (ALMEIDA, 2013) ....	115
Figura I.4 – Sistema para aferir a pressão na câmara de combustão. Fonte: (ALMEIDA, 2013) ....	115
Figura I.5 – Vela de ignição instrumentada com sensor de pressão piezoelétrico. Fonte: (ALMEIDA, 2013) ....	116

Figura I.6 – Tela do software de análise de pressão no cilindro. Fonte: (ALMEIDA, 2013) .....	116
Figura I.7 – Dinamômetro de chassi. Fonte: (ALMEIDA, 2013) .....	117
Figura I.8 – Sistema de eletrólise da água com reator de núcleo tubular. Fonte: (ALMEIDA, 2013) .....	117

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Síntese dos resultados e conclusões encontrados na literatura.....	17
Tabela 3.1 – Comparativo das propriedades físico-químicas entre o combustível comercial e o simulado no AVL Boost®. ....	31
Tabela 4.1 – Principais dados de Entrada da Simulação.....	41
Tabela 4.2 – Dados técnicos do motor utilizado. Fonte: (ALMEIDA, 2013).....	53
Tabela 4.3 – Variação do parâmetro $a$ da função de Wiebe. Fonte: (ROCHA, 2016) ...	54
Tabela 4.4 – Pontos de operação simulados. ....	56
Tabela 5.1 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para gasolina em 840 rpm. ....	59
Tabela 5.2 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para gasolina em 840 rpm. ....	66
Tabela 5.3 – Valores para os coeficientes de sensibilidade normalizados da simulação computacional do motor operando com gasolina em 840 rpm.....	67
Tabela 5.4 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para gasolina em 1400 rpm. ....	68
Tabela 5.5 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para gasolina em 1400 rpm. ....	71
Tabela 5.6 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para etanol em 840 rpm. ....	72
Tabela 5.7 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para etanol em 840 rpm.....	76
Tabela 5.8 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para etanol em 1400 rpm. ....	77
Tabela 5.9 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para etanol em 1400 rpm.....	81
Tabela 5.10 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para gasolina em 840 rpm. ....	85
Tabela 5.11 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para etanol em 840 rpm. ....	85
Tabela 5.12 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para gasolina em 1400 rpm. ....	91

Tabela 5.13 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para etanol em 1400 rpm. ....	92
Tabela 5.14 – Resultados de desempenho e consumo específico de combustível para a simulação em rotação de 1400 rpm e vazão de hidrogênio de 4,04 L/min. ....	93
Tabela 5.15 – Resultados de desempenho e consumo específico de combustível para a simulação do motor operando com gasolina em 5500 rpm. ....	96
Tabela 5.16 – Resultados de desempenho e consumo específico de combustível para a simulação do motor operando com etanol em 5500 rpm. ....	97
Tabela I.1 – Dados técnicos do motor utilizado. Fonte: (ALMEIDA, 2013).....	113
Tabela I.2 – Pontos de operação dos ensaios experimentais. Fonte: (ALMEIDA, 2013) .....	118
Tabela II.1 – Ajustes do modelo de combustão para gasolina e adição de hidrogênio. ....	120
Tabela II.2 – Ajustes do modelo de combustão para etanol e adição de hidrogênio. ....	121
Tabela III.1 – Parâmetros do motor na simulação com gasolina e adição de hidrogênio. ....	123
Tabela III.2 – Parâmetros do motor na simulação com etanol e adição de hidrogênio. ....	124
Tabela III.3 – Resultados da simulação para gasolina com adição de hidrogênio. ....	125
Tabela III.4 – Resultados da simulação para etanol com adição de hidrogênio.....	126

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
$a$	Parâmetro de eficiência da combustão	(adimensional)
$A_i$	Área da câmara de combustão	(m <sup>2</sup> )
$a_{ik}$	Coefficientes da equação polinomial da NASA	(adimensional)
$A/F$	Razão ar/combustível	(adimensional)
$(A/F)_s$	Razão ar/combustível estequiométrica	(adimensional)
$BMEP$	Pressão média efetiva no eixo	(kPa)
$c_p$	Calor específico à pressão constante	(kJ/kg)
$CEC$	Consumo específico de combustível	(kg/kW.h)
$C_m$	Velocidade média do pistão	(m/s)
$C_u$	Velocidade circunferencial	(m/s)
$D$	Diâmetro do cilindro	(m)
$d_{in}$	Diâmetro do tubo de admissão	(m)
$f$	Fator de vaporização do combustível	(adimensional)
$H$	Entalpia	(kJ)
$h_{BB}$	Entalpia dos gases de <i>blow-by</i>	(kJ/kg)
$h_e$	Entalpia da massa de gás saindo do cilindro	(kJ/kg)
$h_i$	Entalpia da massa de gás entrando no cilindro	(kJ/kg)
$h_w$	Coefficiente de transferência de calor	(W/m <sup>2</sup> .K)
$h_{Woschni}$	Coefficiente de transferência de calor de Woschni	(W/m <sup>2</sup> .K)
$i$	Número de revoluções do eixo de manivelas por ciclo	(unidade)
$IMEP$	Pressão média efetiva indicada	(kPa)
$L$	Comprimento da biela	(m)
$m$	Parâmetro de forma da curva de liberação de calor	(adimensional)
$m/m$	Fração de massa	(adimensional)
$m_{BB}$	Massa de gás do <i>blow-by</i>	(kg)
$m_c$	Massa de gás no interior do cilindro	(kg)
$m_e$	Massa de gás saindo do cilindro	(kg)
$m_{ev}$	Massa de combustível evaporado	(kg)
$m_f$	Massa total de combustível	(kg)

$m_i$	Massa de gás entrando no cilindro	(kg)
$\dot{m}_a$	Vazão mássica de ar	(kg/h)
$\dot{m}_{comb}$	Vazão mássica de combustível	(kg/h)
$N$	Rotação do motor	(rpm)
$Pot_e$	Potência efetiva	(kW)
$Pot_i$	Potência indicada	(kW)
$p_c$	Pressão no cilindro	(kPa)
$p_{c,0}$	Pressão de cilindro normalizada do motor	(kPa)
$p_{c,1}$	Pressão do cilindro fechamento da válvula de admissão	(kPa)
$PCI$	Poder calorífico inferior	(kJ/kg)
$Q_{ar}$	Vazão volumétrica de ar na admissão	(m <sup>3</sup> /h)
$Q_F$	Calor liberado pelo combustível	(kJ)
$Q_{H_2}$	Vazão volumétrica de hidrogênio	(m <sup>3</sup> /h)
$Q_W$	Calor perdido pela parede	(kJ)
$q_{ev}$	Calor de vaporização do combustível	(kJ)
$r_c$	Razão de compressão	(adimensional)
$R$	Constante universal dos gases	(J/kg.K)
$R_v$	Raio do eixo de manivelas	(m)
$s$	Distância do pistão ao ponto morto superior	(m)
$S$	Entropia	(kJ)
$T$	Temperatura	(K)
$T_c$	Temperatura no interior do cilindro	(K)
$T_{wi}$	Temperatura da parede do cilindro	(K)
$T_{c,1}$	Temperatura do cilindro fechamento da válvula admissão	(K)
$u$	Energia interna específica	(kJ/kg)
$v/v$	Fração de volume	(adimensional)
$V$	Volume do cilindro	(m <sup>3</sup> )
$V_c$	Volume da câmara de combustão	(m <sup>3</sup> )
$V_d$	Volume deslocado	(m <sup>3</sup> )
$V_\alpha$	Volume em função do ângulo do eixo de manivelas	(m <sup>3</sup> )
$V_t$	Cilindrada total do motor	(m <sup>3</sup> )
$V_D$	Cilindrada unitária	(m <sup>3</sup> )
$V_{c,1}$	Volume do cilindro fechamento da válvula de admissão	(m <sup>3</sup> )



$v_{in}$	Velocidade do gás na admissão	(m/s)
$x$	Fração de combustível queimado	(adimensional)

### SÍMBOLOS GREGOS

$\alpha$	Ângulo do eixo de manivelas	(graus)
$\alpha_i$	Ângulo de início da combustão	(graus)
$\alpha_s$	Ângulo de liberação da centelha	(graus)
$\Delta\alpha$	Duração da combustão	(graus)
$\Delta\alpha_{id}$	Atraso de combustão	(graus)
$\Delta\alpha_{id} *$	Atraso de combustão experimental	(graus)
$\Delta\alpha_b *$	Duração da combustão experimental	(graus)
$\alpha_{H_2}$	Fração volumétrica de hidrogênio na mistura	(adimensional)
$\eta_m$	Rendimento mecânico	(adimensional)
$\eta_v$	Eficiência Volumétrica	(adimensional)
$\eta_{conv}$	Eficiência da conversão da energia do combustível	(adimensional)
$\lambda$	Razão de equivalência da mistura ar/combustível	(adimensional)
$\rho_{ar}$	Massa específica do ar	(kg/m <sup>3</sup> )
$\tau$	Torque	(N.m)
$\phi$	Razão de equivalência da mistura combustível/ar	(adimensional)

## 1. INTRODUÇÃO

A importância dos combustíveis vem da grande necessidade da sociedade moderna de energia, pois o desenvolvimento de novas tecnologias de produção e transportes com o uso de combustíveis – substituindo a força humana e animal – garantem maior eficiência e conforto. Assim, a demanda mundial de energia vem crescendo consideravelmente ao longo dos últimos anos, apoiada em fatores como: aumento da população, crescimento das economias de países emergentes, aumento do consumo nos países desenvolvidos, dentre outros. Com o consumo cada vez maior de energia, torna-se de grande valor comercial os potenciais energéticos, onde o petróleo se destaca como um dos principais no cenário mundial.

Com a necessidade de combustíveis eficientes e que agredam menos o meio ambiente, o cenário energético mundial também indica a crescente utilização de combustíveis renováveis (ALMEIDA, 2012). Uma possível escassez futura de petróleo é outro ponto que confirma a tendência da utilização de combustíveis renováveis, assim como, a necessidade de diminuir a quantidade de gases nocivos à saúde emitidos durante a combustão dos derivados de petróleo, muito presentes em grandes centros urbanos ou polos industriais. Entre esses gases há os que contribuem para o efeito estufa (monóxido e dióxido de carbono) – que geram preocupações relativas ao meio ambiente envolvendo grupos sociais e econômicos distintos – sendo os principais setores consumidores de derivados de petróleo o de transporte e geração de energia elétrica.

Os biocombustíveis surgiram como uma fonte de energia renovável capaz de minimizar os impactos ambientais e econômicos, causados pela demanda energética, mantendo o desenvolvimento social e econômico da sociedade atual. No Brasil, os dois principais biocombustíveis usados são o etanol de cana-de-açúcar (que tem seu uso consolidado no setor de transporte) e em escala crescente o biodiesel produzido de óleos vegetais ou gordura animal. Segundo a ANP (2015), cerca de 40% da energia e 18% dos combustíveis consumidos no Brasil são de origem renováveis, enquanto no resto do mundo 86% da energia é obtida por fontes não renováveis. As emissões e o custo de produção dos biocombustíveis faz com que, mesmo com as vantagens sobre os combustíveis de origem fóssil, o seu uso tenha que ser otimizado buscando motores que poluam menos, que tenham desempenho melhorado e consumo específico reduzido,

questos necessários para atender as leis ambientais que cada vez mais exigem níveis de emissões reduzidos.

Uma alternativa que vem sendo estudada, desde o século XIX, para melhorar a eficiência dos motores de combustão interna (MCI) é a injeção de pequenos volumes de hidrogênio em conjunto com o combustível líquido na câmara de combustão e através deste processo obter uma melhor queima do combustível. Portanto, acarretaria em economia de combustível, redução de emissões e melhor desempenho (COELHO, 2013).

A ausência de carbono na formulação química do hidrogênio permite aos MCI uma redução das emissões de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC), além de elevar a velocidade de propagação da chama durante o processo de combustão, aumentando a eficiência térmica do motor. O consumo específico de combustível é menor para motores alimentados com hidrogênio, sendo maior a conversão de potencial químico em trabalho realizado, devido às baixas irreversibilidades para esse modo de operação do motor (ALMEIDA, 2013).

Um dos obstáculos encontrados nas aplicações de hidrogênio é o seu armazenamento que requer materiais especiais para fabricação de tanques de armazenamento para altas pressões, devido a sua alta difusibilidade, que implica em riscos de explosões principalmente em aplicações não estacionárias, item que preocupa em aplicações em automóveis (COELHO, 2013). Uma solução para este ponto seria a produção do gás hidrogênio, proporcional ao seu consumo, dentro do próprio veículo.

Apesar do hidrogênio ser um dos elementos mais abundantes na natureza, não é encontrado pronto para a sua utilização como combustível, sendo necessária uma fonte externa de energia elétrica ou térmica para sua produção, tornando-o um vetor energético e não uma fonte de energia primária. Portanto, uma substituição total dos combustíveis fósseis e biocombustíveis utilizando o hidrogênio são inviáveis para o cenário atual (COELHO, 2013).

Atualmente, a produção de hidrogênio se dá por processos de reforma a vapor ou eletrólise, sendo que 96% de sua produção no mundo é proveniente de reforma a vapor a partir de combustíveis fósseis (CF) e o restante por eletrólise (COELHO, 2013).

Um meio de obter resultados sobre o comportamento e desempenho de um motor operando com determinado combustível (inclusive misturas), adveio das simulações computacionais, que auxiliam no desenvolvimento de novos motores e

combustíveis reduzindo o tempo e investimento em ensaios experimentais (SOUZA JUNIOR, 2009). Assim, demonstrando a importância da simulação computacional no ambiente de pesquisa e acadêmico.

## 1.1 Objetivos

O objetivo desta pesquisa é desenvolver uma simulação computacional de modo a avaliar a utilização de hidrogênio como combustível complementar à gasolina e ao etanol, de forma a melhorar sua combustão, comparando os parâmetros de desempenho de um motor de ignição por centelha abastecido com a mistura de gasolina-hidrogênio ou etanol-hidrogênio e suas configurações iniciais onde são abastecidos apenas com gasolina ou etanol hidratado. Para a avaliação da injeção de hidrogênio como combustível complementar à gasolina e ao etanol são necessários realizar os seguintes objetivos específicos:

- Em um programa de simulação termodinâmica de motor unidimensional, AVL Boost<sup>®</sup>, adaptá-lo para a utilização do motor e combustíveis em estudo e determinar os parâmetros da função de Wiebe, com o intuito de prever o comportamento da pressão no interior do cilindro, ajustando a simulação computacional com as curvas de pressão obtidas de ensaios experimentais.
- Comparar os resultados das simulações computacionais com os resultados dos ensaios experimentais do motor de ignição por centelha, tanto para o combustível gasolina quanto para o etanol, ambos também com adição de hidrogênio, com o intuito de validar a simulação.
- Comparar os resultados da simulação computacional para o desempenho do motor de ignição por centelha operando com diferentes relações ar/combustível verificando a influência da adição de hidrogênio em cada ponto de operação.

## 1.2 Justificativa

A preocupação com o meio ambiente é um tema de grande importância e amplamente discutido no cenário mundial, sendo os MCI um dos principais contribuintes para a poluição da atmosfera. Alguns países vêm utilizando os biocombustíveis de forma a diminuir a dependência dos derivados de petróleo e também para gerar menos emissões de poluentes (ALMEIDA, 2013). Embora a combustão dos biocombustíveis gere uma quantidade semelhante de CO<sub>2</sub> comparando com combustíveis fósseis, em um balanço amplo os biocombustíveis levam vantagem já que sua matéria-prima vegetal consome CO<sub>2</sub> durante seu crescimento através do processo de fotossíntese.

Outra grande vantagem dos biocombustíveis é o fato de ser uma energia renovável, diferentemente dos combustíveis fósseis que tem reservatórios esgotáveis. Ainda assim, é de grande importância a otimização dos motores que operam com biocombustíveis para que se obtenham, cada vez mais, melhor desempenho com menor consumo e menos emissões de poluentes. O mesmo se aplica para os motores abastecidos com combustíveis fósseis que necessitam de otimização para menores emissões e consumo de combustível.

Logo, a justificativa para essa dissertação segue em busca de uma alternativa para reduzir o consumo de combustível e melhorar as emissões nos motores de ignição por centelha (SI – *Spark Ignition*), sem que sejam necessárias grandes modificações nos motores já utilizados, de modo a evitar os problemas ambientais citados anteriormente pelas emissões e ampliar a eficiência dos motores SI.

Uma das alternativas possíveis para este objetivo, citada acima, é a introdução do gás hidrogênio em conjunto com o combustível principal (gasolina ou etanol), para os motores SI. O hidrogênio se destaca como um combustível alternativo que em sua combustão não emite gases poluentes, além de ser um elemento estável, não corrosivo e possuir elevado poder calorífico inferior (PCI) por unidade de massa. Porém, algumas desvantagens do hidrogênio como a dificuldade de armazenamento e baixo PCI em relação ao volume devido a sua baixa densidade no estado gasoso limitam a sua aplicação nos MCI. Entretanto, ainda assim não inviabilizam sua aplicabilidade (ALMEIDA, 2012).

### **1.3 Escopo da Dissertação**

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre experimentos com a utilização de hidrogênio como combustível complementar em motores de combustão interna, e os efeitos no desempenho e emissões apresentados em cada pesquisa. Também é apresentado no capítulo 2 a classificação dos modelos de combustão que são utilizados em simulações computacionais de motores e uma revisão das pesquisas desenvolvidas em modelagem e simulações de motores a combustão que utilizaram o hidrogênio como combustível complementar a combustíveis fósseis ou biocombustíveis.

No capítulo 3 é apresentada a fundamentação teórica que serve de base para a pesquisa desenvolvida neste trabalho, descrevendo o equacionamento usado na simulação computacional para conservação de energia no cilindro, modelo de combustão, modelo de transferência de calor, entre outras, assim como as equações para os parâmetros de desempenho do motor.

O capítulo 4 se caracteriza por descrever a metodologia empregada para o desenvolvimento e execução da simulação computacional, relatando o programa de simulação de motores utilizado e suas características, aproximações e limitações. Além disso, são especificados os dados experimentais utilizados e a sua inserção no programa de simulação empregado nesta pesquisa.

O capítulo 5 apresenta os resultados das simulações computacionais, executadas para o motor de ignição por centelha em cada ponto de operação definido na metodologia da simulação, amparados de arguição sobre a comparação com os resultados experimentais e análise dos efeitos da aplicação do hidrogênio como combustível complementar.

O capítulo 6 contém as conclusões desta dissertação, com comentários finais de todos os resultados obtidos na pesquisa, assim como a contribuição desta pesquisa e também sugere propostas ou temas para trabalhos futuros com afinidade ou agregam a esta pesquisa áreas ou visões não exploradas por aqui.

O capítulo 7 apresenta as referências bibliográficas utilizadas para o desenvolvimento desta pesquisa.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre pesquisas que buscaram como tema principal estudos da operação de motores de combustão interna utilizando o hidrogênio como combustível principal, ou adicionado ao combustível principal, relatando os efeitos no desempenho e emissões da utilização do hidrogênio. Também é apresentada neste capítulo a classificação dos modelos de combustão utilizados em simulações computacionais de motores.

### 2.1 Motores de combustão interna operando com adição de hidrogênio

A introdução de hidrogênio como combustível complementar aos combustíveis de origem fóssil, tanto quanto os de origem vegetal, com a prerrogativa de melhorar o processo da combustão e reduzir as emissões de poluentes, é um tema amplamente pesquisado que tem se intensificado na última década. Ensaios experimentais em motores de combustão interna com a adição de hidrogênio realizados nas pesquisas de WANG *et al.* (2012a), WANG *et al.* (2012b), JI *et al.* (2012), ALMEIDA (2013), MORAIS *et al.* (2013), WANG *et al.* (2014), KARAGOZ *et al.* (2015a), KARAGOZ *et al.* (2015b), WANG *et al.* (2016), ELSEMARY *et al.* (2016) e ROCHA (2016) foram descritos, ao longo deste tópico, demonstrando a linha de pesquisa que vem sendo desenvolvida para esta aplicação do hidrogênio.

As características da variação cíclica da rotação de um motor a gasolina enriquecido com hidrogênio sobre várias condições de operação foram estudadas experimentalmente por WANG *et al.* (2012a). O experimento foi realizado em um motor de ignição por centelha de 1,6 litros e quatro cilindros com injeção de hidrogênio e gasolina. A rotação do motor foi mantida a 790 rpm (marcha lenta) e 1400 rpm, misturando diferentes proporções de hidrogênio (0% a 4,5%) do volume de carga na admissão e diferentes índices de excesso de ar (1,05 a 1,4), tempos de ignição e múltiplas pressões absolutas. Os resultados indicaram uma maior eficácia na variação cíclica do motor em rotações baixas, proporcionando um funcionamento em proporções de excesso de ar mais elevadas. Concluíram que a adição de hidrogênio se mostrou uma forma simples e viável para que o motor a gasolina obtivesse uma melhor estabilidade operando em marcha lenta e misturas pobres.

Segundo (WANG *et al.*, 2012b), o limite de empobrecimento da razão ar/combustível em um motor com ignição por centelha para misturas de gás natural comprimido e hidrogênio, este variando entre 0% a 40% percentual na mistura combustível, aumenta conforme o percentual de hidrogênio. Nos experimentos foram investigadas a influência do avanço de ignição, da rotação do motor, da temperatura do líquido de arrefecimento, da temperatura do óleo e percentual de hidrogênio injetado sobre o limite de empobrecimento da mistura. Nos ensaios também foram medidas e analisadas a influência da temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo do motor sobre o limite de empobrecimento da mistura, porém, foi constatado que sua influência foi bem menor que a causada pela porcentagem de hidrogênio injetada no motor durante sua operação. Entretanto, o avanço e retardo do ângulo de ignição não se mostraram benéficos para um maior limite de empobrecimento da mistura.

Com o intuito reduzir as emissões de poluentes, JI *et al.* (2012) propuseram uma nova estratégia de funcionamento para motores de ignição por centelha, através de experimentos em um motor de 1,6 litros, inicialmente construído para operar com o combustível gasolina, que foi convertido para um funcionamento híbrido. Além da gasolina o motor passou a operar também com hidrogênio, possibilitado através de um sistema de injeção de hidrogênio e uma unidade controladora híbrida acoplada ao motor. Diferentemente de outros experimentos com o hidrogênio, nos ensaios experimentais de JI *et al.* (2012) o motor foi alimentado com hidrogênio puro durante a partida e a fase fria do motor. Nesse caso, as emissões durante esse período, que quando abastecido com gasolina é um ponto crítico para emissões de poluentes, são quase nulas. Também foram utilizadas misturas de hidrogênio e gasolina posterior à fase fria com a perspectiva de melhorar a eficiência térmica e reduzir as emissões para este período de funcionamento do motor. Os experimentos foram realizados para misturas ar/combustível pobres, ou seja, sempre com ar em excesso. Para altas cargas e rotações o motor foi alimentado com gasolina pura, conduzindo os experimentos com o hidrogênio apenas em condições de arranque e cargas parciais. Os resultados experimentais mostraram que, quando comparado o funcionamento nos primeiros 100 segundos desde o arranque do motor, o funcionamento híbrido proposto por JI *et al.* (2012) teve uma redução de 94,7% de emissões de HC e redução de 99,5% de CO comparando com o motor abastecido apenas com o combustível gasolina. Para as condições de cargas parciais, com a temperatura do motor estável, a fração de volume utilizada de adição de hidrogênio a gasolina foi de 3% e a razão de ar em excesso foi de



$\lambda=1,37$ . Nestas condições os experimentos apresentaram uma melhoria de até 46,3% para a eficiência térmica, comparado ao motor em sua operação original apenas com gasolina, e reduções de emissões para hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>). Contudo, JI *et al.* (2012) observaram que para o motor operando com adição de hidrogênio a duração da combustão foi encurtada.

Em motores SI operando com etanol, gasolina e misturas destes com adição de hidrogênio, ALMEIDA (2013) avaliou o desempenho, o consumo de combustíveis e as emissões de poluentes de modo experimental. O hidrogênio utilizado foi produzido de forma descentralizada, correspondendo a 8% (na rotação de 1400 rpm) e 26% (na rotação de 840 rpm) do combustível necessário para operar o motor. Os parâmetros utilizados por ALMEIDA (2013) foram rotação de 840 rpm (marcha lenta) e 1400 rpm, com rendimento volumétrico respectivos de 23% e 45%. O motor utilizado foi de 4 tempos, *flexfuel* de 999 cm<sup>3</sup> de deslocamento volumétrico. Nos ensaios experimentais não foram realizadas alterações nos parâmetros geométricos originais do motor, porém, foram realizadas alterações no avanço de ignição e variação da razão de equivalência da mistura ar/combustível entre 1,0 e 1,2, para todas as misturas propostas de combustíveis. As medições dos poluentes foram realizadas antes e após o catalisador.

Segundo ALMEIDA (2013), o motor operando (tanto com etanol quanto gasolina) com adição de hidrogênio conseguiu operar com misturas empobrecidas sem prejudicar o bom funcionamento do motor e deste modo reduzir o consumo de combustível. Os resultados mostraram que misturas empobrecidas de até 14% mantiveram a estabilidade de rotação do motor em marcha lenta e apresentaram redução de 13,5% e 14% no consumo de combustível respectivamente para gasolina e o etanol. Sobre as emissões, ALMEIDA (2013) relatou reduções de CO, CO<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub>. Entretanto, foi constatado um aumento em emissões de NO<sub>x</sub> e HC.

Experimentos foram conduzidos por MORAIS *et al.* (2013) em um motor diesel estacionário de 4 cilindros e aspiração natural, alimentado pelos combustíveis diesel e hidrogênio. Foram investigados os parâmetros de desempenho (consumo específico, eficiência efetiva do motor e eficiência volumétrica) e emissões de CO<sub>2</sub> com o motor operando com carga nominal de 0 a 40 kW. O óleo diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão (injeção direta, com bomba mecânica e quatro injetores), enquanto o hidrogênio foi injetado no coletor de admissão, nas proporções de substituição energética do diesel em 5%, 10%, 15% e 20%, para controlar a injeção de hidrogênio foi utilizada uma unidade controle eletrônico (ECU) dedicada. Em relação à

emissão de CO<sub>2</sub>, os resultados experimentais apontaram uma redução de até 12%. Porém, para os parâmetros de desempenho os resultados não foram afetados significativamente com a substituição parcial do óleo diesel por hidrogênio, o melhor cenário apresentou uma redução de 6,4% do consumo específico de combustível para a proporção de 20% de hidrogênio injetado e carga aplicado no motor de 4,8 kW, contudo foi registrada uma queda de 6% da eficiência volumétrica para este ponto de operação.

O desempenho de um motor abastecido com gasolina com adição de hidrogênio foi investigado por WANG *et al.* (2014) em condições de misturas pobres. Com a injeção individual de hidrogênio em cada cilindro, o motor operou em 1400 rpm e foi analisado com 0% e 3% de adição de hidrogênio (fração volumétrica em relação ao volume total admitido nos cilindros), e a relação de equivalência ar/combustível ( $\lambda$ ) foi aumentada de 1,00 para valores próximos de 1,45. Os resultados encontrados por WANG *et al.* (2014) mostraram que a adição de hidrogênio contribuiu para o aumento da eficiência térmica, velocidade de queima da mistura e também foi verificado um aumento de pressão média efetiva (PME). Tanto para a condição de mistura estequiométrica ( $\lambda=1,00$ ) quanto para a mistura pobre ( $\lambda=1,45$ ), a adição de hidrogênio à gasolina foi benéfica para reduzir a variação cíclica do motor. Foi verificada uma redução de emissões, que incluíram HC, CO e particulados, após a adição de hidrogênio na combustão.

Segundo KARAGOZ *et al.* (2015a), o hidrogênio como combustível complementar pode melhorar a combustão e emissões de um motor SI em determinadas condições de operação. Em sua pesquisa foi utilizado um motor veicular da fabricante Peugeot com 4 cilindros de 1,1 litros de cilindrada total. O hidrogênio aplicado em sua pesquisa foi produzido simultaneamente com oxigênio através de eletrólise e consumido posteriormente – assim, não foi necessário o armazenamento do hidrogênio – o motor foi adaptado para funcionar com gasolina e o gás produto da eletrólise (GPE). Os experimentos foram realizados em rotações de marcha lenta com misturas combustíveis com frações de substituição energética da gasolina pelo hidrogênio de 0%, 5%, 8%, 10% e 15%. Foram avaliados a variação da pressão média indicada, pico de temperatura do ciclo, eficiência térmica indicada, consumo específico e emissões. Os resultados indicaram melhoras no desempenho geral, inclusive no consumo específico de até 9,8%, e também melhoras de emissões de HC e CO com a adição gradual de hidrogênio, porém, ocorreu o aumento das emissões de NO<sub>x</sub>. KARAGOZ *et al.* (2015a) concluíram que o hidrogênio é benéfico para MCI sendo utilizado como combustível

complementar, melhorando suas emissões, desde que se tenha a devida atenção com os níveis de NO<sub>x</sub>, item de grande importância para o meio ambiente. ELSEMARY *et al.* (2016) através de ensaios experimentais com um motor de ignição por centelha, chegaram à mesma conclusão de KARAGOZ *et al.* (2015a) que a adição de hidrogênio proporciona benefícios ao meio ambiente com a redução da emissões de poluentes.

KARAGOZ *et al.* (2015b) também realizaram um experimento com adição de hidrogênio como combustível suplementar, em um motor SI, com o intuito de diminuir as emissões de NO<sub>x</sub>, que aumentaram significativamente com a adição de hidrogênio. No experimento, KARAGOZ *et al.* (2015b) pulverizaram água no coletor de admissão na relação de ¼ de água por unidade de gasolina, buscando assim uma redução da temperatura durante o processo de combustão. Os resultados demonstraram um aumento da potência, eficiência térmica, diminuição da emissão de HC e CO para injeção nas proporções de 2,5% e 5% de volume de hidrogênio na carga da admissão, similar ao acontecido nos resultados em experimento anterior. Para as emissões de NO<sub>x</sub> obteve-se uma redução pela pulverização de água, no caso de 5% de adição de hidrogênio, uma redução na faixa de 106,6%-141,1% para 54,9%-87,2%, comparado com o sistema sem injeção de água. No entanto, as melhorias no desempenho do motor, citadas anteriormente, com adição de hidrogênio foram reduzidas pela injeção de água.

Experimentos foram feitos por WANG *et al.* (2016), para controle de NO<sub>x</sub>, utilizando um motor de ignição por centelha de 1,6 litros enriquecido com hidrogênio e com diluição de CO<sub>2</sub> no processo de combustão. O experimento foi realizado para a fração de volume de hidrogênio em 3%, a fração de volume para o CO<sub>2</sub> foi gradualmente analisada entre 0 e 4%. Para misturas estequiométricas, os resultados apontaram uma rápida redução da pressão média efetiva (PME) quando acrescentado à diluição de CO<sub>2</sub> no processo de combustão, porém com o enriquecimento de hidrogênio a 3% a redução da PME foi menor. Concluiu-se que houve uma maior eficiência térmica do motor operando com gasolina enriquecida de hidrogênio e diluição de CO<sub>2</sub> na combustão do que ocorre com o motor abastecido somente com gasolina pura. A PME se manteve quase que constante para diferentes frações de diluição de CO<sub>2</sub> no motor a gasolina enriquecida com hidrogênio. O NO<sub>x</sub> foi reduzido com o aumento da fração de CO<sub>2</sub> no processo da combustão, mostrando a eficácia deste processo em motores a gasolina com enriquecimento de hidrogênio, porém, foi verificado um aumento das emissões de HC.

Para investigar de forma experimental os efeitos da adição de hidrogênio em um motor de gerador diesel, ROCHA (2016) executou experimentos com um motor monocilíndrico de quatro tempos com potência nominal máxima de 4,5 kW, que foi abastecido com uma mistura de 7% de biodiesel no óleo diesel (B7) e com misturas de 20% e 50% de óleo vegetal de palma no B7, as concentrações volumétricas utilizadas de hidrogênio foram de 2,7; 8,5; 11,4 e 14,3 l/min. Através dos ensaios experimentais, nos quais o motor operou na rotação de 3600 rpm e com potência constante de 2,43 kW, obtiveram-se resultados que possibilitaram a avaliação de forma detalhada do processo da combustão, desempenho e as emissões de gases de escape. Os resultados obtidos na pesquisa mostraram uma melhora no desempenho do motor com o aumento percentual do hidrogênio injetado no coletor de admissão, em conjunto de uma redução no consumo específico de combustível e reduções para as emissões de CO<sub>2</sub>, CO e HC. Entretanto, foi observado uma aumento das emissões de NO<sub>x</sub> quando comparados aos valores obtidos para o motor abastecido apenas com o combustível B7. ROCHA (2016) evidencia que a adição de hidrogênio aumenta a energia disponível na mistura dos combustíveis, o que faz com que a temperatura média dos gases no interior do cilindro aumente, em consequência há incremento dos picos de pressão máxima no cilindro, causando a aceleração do processo de combustão e refletindo em um aumento da pressão média indicada, com tendência de aumento de potência e rotação do motor.

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

O processo de combustão se caracteriza como um fenômeno de alta complexidade. A modelagem deste fenômeno já apresenta significativos avanços. Entretanto, a complexidade deste fenômeno ainda oferece obstáculos que devem ser tratados com cuidado para uma modelagem ou utilização de simulador computacional de modo confiável, onde a predição da combustão ilustre coerentemente o que é visto na realidade (SOUZA JUNIOR, 2009).

Os modelos de combustão, segundo HEYWOOD (1988), podem ser classificados em zero-dimensionais, quasi-dimensionais e multidimensionais.

Os modelos zero-dimensionais, assim como os modelos quasi-dimensionais, são conhecidos como termodinâmicos ou fenomenológicos por terem estruturas em torno da análise termodinâmica dos fluidos de trabalho no motor (SOUZA JUNIOR, 2009, MELO, 2012). Baseados na primeira lei da termodinâmica, os modelos zero-

dimensionais consideram a câmara de combustão como um sistema fechado, onde o tempo é a única variável independente. A taxa de queima do combustível é obtida através de um submodelo empírico, assim como o coeficiente de transferência de calor (HEYWOOD, 1988). Este modelo possui a vantagem de permitir uma descrição simplificada dos fenômenos físicos (calor liberado durante a combustão e troca de calor entre o gás e a parede do cilindro) através de um sistema de equações diferenciais ordinárias que pode ser solucionadas por técnicas bem estabelecidas, tal como o Método de Range-Kutta de 4ª ordem, permitindo um grande ganho em tempo computacional (MELO, 2012, SOUZA, 2015).

A modelagem quasi-dimensional, utilizando um submodelo físico, baseado em processo de combustão turbulenta, para a taxa de queima de combustível, tem como objetivo prever o atraso e a evolução da combustão. O modelo quasi-dimensional se caracteriza também por subdividir os gases do cilindro em duas zonas: gases queimados (produtos da combustão) e gases não queimados. De forma a permitir o cálculo da velocidade de frente de chama, o seu formato é considerado como sendo geralmente esférico (SOUZA JUNIOR, 2009). Logo, os modelos quasi-dimensionais permitem a execução eficiente, rápida e econômica dos modelos de cálculos preliminares de liberação de calor e emissões dos gases de escape em função dos parâmetros importantes do motor. Portanto, eles são mais abrangentes que os modelos zero-dimensionais e usam menos recursos computacionais que os modelos multidimensionais (BUENO, 2016). Esses modelos são muito utilizados para estudo de emissões de poluentes, principalmente de NO<sub>x</sub>, HC e material particulado (MELO, 2012).

Os modelos multidimensionais utilizam equações diferenciais parciais que descrevem o fenômeno físico da combustão no tempo e espaço através de solução numérica (SOUZA JUNIOR, 2009). Resolvendo a equação da conservação da energia em conjunto com modelos que descrevem as reações químicas, os escoamentos turbulentos e de camada limite, entre outros. Os modelos de combustão multidimensionais são baseados na dinâmica dos fluidos computacionais (CFD – *Computational Fluid Dynamics*), e são capazes de fornecer informações detalhadas sobre o escoamento da mistura ar-combustível dentro do cilindro, além de informações sobre a geometria da frente de chama no processo de combustão e a razão de propagação. Uma das características destes modelos é o grande tempo computacional requerido para a solução, devido à elevada complexidade que é agregada a este modelo de combustão em alguns casos (MELO, 2012).

### 2.3 Modelagem e Simulações de Motores a Combustão Interna

Os modelos desenvolvidos para simulação computacional de motores a combustão interna são propulsores de muitas pesquisas para a utilização de novos combustíveis, como por exemplo, o hidrogênio e suas misturas. Nesta pesquisa, que também faz uso de um programa de simulação térmica para motores de combustão interna, foi realizada uma pesquisa na literatura sobre as simulações numéricas que vem sendo empregadas nas pesquisas sobre motores operando com misturas de combustíveis. Segue as características das pesquisas que foram utilizadas como referência para o desenvolvimento desta dissertação:

Com o intuito de estudar motores com a tecnologia *Flex-Fuel*, uma simulação computacional e análise experimental foram desenvolvidas por MELO (2012). Realizou-se o estudo para diferentes teores de etanol hidratado adicionado à gasolina e a influência causada na operação do motor. Os ensaios experimentais foram realizados para desempenho, emissões e medição de pressão na câmara de combustão, utilizou-se um motor *Fire Tetrafuel* de 1,4 litros da fabricante FIAT. Destaca-se o uso de um sistema de medição de emissões do tipo espectroscopia infravermelho. A partir dos resultados obtidos destes ensaios experimentais, MELO (2012) validou seu modelo computacional que gerou curvas de pressão na câmara de combustão do motor em função do ângulo do eixo de manivelas e a emissões de alguns poluentes. Utilizando o software AVL BOOST<sup>®</sup>, aplicando a equação de Wiebe de duas zonas para estimar a fração de massa de combustível queimado e cinética química para o cálculo dos poluentes, MELO (2012) chegou as seguintes conclusões: com a adição de etanol diminui a ocorrência de detonação durante a combustão e se obteve pressões máximas maiores no cilindro, quanto à duração de combustão não foi verificado mudanças significativa para a adição de etanol, em relação ao consumo específico, este foi aumentado consideravelmente para todas as condições de operação estudada.

ALMEIDA (2012) simulou um motor utilizando hidrogênio como combustível complementar ao óleo diesel, analisando o desempenho e os gases de exaustão para esta mistura. A simulação termodinâmica feita numericamente utilizando o software AVL BOOST<sup>®</sup>, em sua pesquisa avaliou o consumo de combustível e as emissões de poluentes para um motor diesel, com 4 cilindros, operando na rotação de 1400 rpm, carga variável entre 0 e 40 kW, e proporções de hidrogênio substituindo a energia do óleo diesel em 0%, 5%, 10%, 15% e 20%. Após a validação e ajustes da

simulação computacional utilizando dados experimentais, os resultados encontrados foram positivos, principalmente para cargas elevadas, com reduções consideráveis de consumo específico de combustível e de emissões de CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e material particulados.

Um estudo numérico do processo de combustão em um motor de ignição por centelha abastecido com a mistura de gasolina com hidrogênio foi realizado por *Ji et al.* (2013) utilizando um modelo com base CFD. Os resultados encontrados na simulação numérica demonstraram que a adição de hidrogênio aumentou a velocidade de propagação da chama, comparando com o motor original (sem adição de hidrogênio). O pico da velocidade de propagação da chama aumentou em 37,18% e 60,47% respectivamente para as frações de volume para 3% e 6% de adição de hidrogênio. *Ji et al.* (2013) concluíram que o motor obteve melhoras de eficiência térmica e variação cíclica contribuídas pela adição de hidrogênio.

Os mecanismos das reações do óxido nítrico (NO) foram investigados por *KOSMADAKIS et al.* (2014), para um motor de ignição por centelha alimentado com o combustível hidrogênio, durante a variação de carga aplicada no motor. *KOSMADAKIS et al.* (2014) mostraram que as emissões de motores operando com hidrogênio são formadas praticamente de NO e através de um modelo CFD, validado com ensaios experimentais, capaz de executar simulações detalhadas de operação de motores, foi possível definir o padrão de produção de NO em cada local do cilindro durante os períodos de combustão e expansão.

*KAMIL et al.* (2015) simularam a adição de hidrogênio com outros combustíveis, de modo a estudar o desempenho de um motor monocilíndrico do ciclo Otto. O modelo unidimensional foi desenvolvido para mistura de hidrogênio com gasolina e hidrogênio com metano. Após validação do modelo, concluíram que adições de pequenas quantidades de hidrogênio, em porcentagem menores que 10%, aumentou a velocidade de queima no processo de combustão na faixa de baixas rotações do motor. A adição de hidrogênio intensificou suas vantagens para o metano devido a sua baixa velocidade de queima. Foi registrada uma queda de 6% da potência de saída do motor para altas rotações, no entanto, concluíram que as vantagens da adição de hidrogênio como combustível complementar têm benefícios mais consideráveis do que suas limitações.

*REYES et al.* (2016) estudaram a influência do uso de misturas de gás natural (GNV) e hidrogênio em diferentes frações de volume (0%, 25%, 50%, 75% e

100%), analisando a velocidade de combustão e as variações de ciclo a ciclo em um motor de ignição por centelha. Através de um modelo termodinâmico de duas zonas (Wiebe de duas zonas), para descrever a combustão e baseando-se na resolução das equações de massa e energia, a simulação computacional de operação do motor foi validada com dados experimentais, também executados por REYES *et al.* (2016) no desenvolvimento da sua pesquisa. O aparato experimental empregado nos ensaios consistiu-se de um motor SI monocilíndrico operando nas rotações de 1000, 1750 e 2000 rpm e razão de equivalência combustível/ar constante de 0,7. O modelo de combustão de duas zonas utilizado considerou a frente de chama de geometria esférica e centrada na vela de ignição e resolveu a interseção da frente de chama com o pistão, cabeçote e as paredes do cilindro, a fim de fornecer os valores do raio de chama correspondente ao volume de massa queimada e o calor nas superfícies do pistão e paredes. Ainda foi aplicado à simulação um processo de otimização baseado em algoritmos genéticos, para determinar os parâmetros ótimos necessários para o diagnóstico da combustão. REYES *et al.* (2016) mostraram em sua pesquisa que o teor de hidrogênio na mistura com GNV aumenta a velocidade de queima, e este efeito é linear com a fração de hidrogênio utilizada, porém, este fato não é observado em valores muito altos de fração de hidrogênio, pois nestes casos as características de combustão do hidrogênio dominam o processo.

Utilizando um código de CFD, KACEM *et al.* (2016) desenvolveram um estudo numérico e experimental para explicar os efeitos do enriquecimento de hidrogênio em um motor movido a gás liquefeito de petróleo (GLP), analisando as características de escoamento no cilindro, desempenho do motor e as emissões de gases de escape. Para analisar o comportamento do fluxo de admissão foram analisadas a turbulência a velocidade do fluxo da mistura no cilindro e fração de massa de hidrogênio no curso de admissão. Também foi estudada a influência que a geometria do sistema de admissão tem no comportamento do fluxo da mistura ar/combustível no interior do cilindro. As frações de volume de hidrogênio introduzidas no GLP investigadas na pesquisa foram de 0%, 10% e 20% e para a avaliação do desempenho do motor foram aferidos o torque efetivo do motor e o consumo específico de combustível, além das emissões de NO<sub>x</sub> e de CO. Os resultados mostraram que o torque efetivo produzido pelo motor abastecido com a mistura GLP-hidrogênio, na fração de 20% de hidrogênio, aumenta em 12% e 20% em comparação respectivamente com a gasolina e com o GLP puro. As emissões de NO<sub>x</sub> para a mistura proposta de GLP-



hidrogênio foram reduzidas na ordem de 3,25% em comparação com o motor abastecido com gasolina e 1,89% para o motor abastecido com GLP, e seguindo a mesma tendência do  $\text{NO}_x$  as emissões de CO tendem a ser eliminadas com adição de hidrogênio.

ROCHA (2016) desenvolveu uma simulação computacional com o propósito de prever o comportamento do motor de um gerador a diesel em função da potência elétrica gerada e do consumo específico de combustível, que foram determinados de forma experimental em sua pesquisa sobre os efeitos da adição de hidrogênio no processo de combustão de um grupo gerador a diesel. O modelo de combustão adotado por ROCHA (2016) foi o de Wiebe de duas zonas. Os resultados experimentais foram utilizados para validar uma metodologia que permitiu determinar os parâmetros desconhecidos da função de Wiebe (parâmetro  $m$ , duração e início da combustão). Para a predição dos parâmetros da função de Wiebe foram utilizados na pesquisa dois programas computacionais de simulação de motores: AVL Boost e o AVL Design Explorer, que se baseiam na primeira lei da termodinâmica através de um modelo matemático unidimensional, podendo simular uma grande variedade de motores de 4 ou 2 tempos e ignição por compressão ou centelha. Comparando os resultados obtidos na simulação com os resultados experimentais, ROCHA (2016) encontrou uma diferença percentual máxima de 8,5% para a potência elétrica gerada pelo motor, 6,5% para pressão máxima no cilindro e 7,4% para o consumo específico de combustível.

Baseado na cinética química da combustão e na equação de conservação de energia e massa KHERDEKAR *et al.* (2016) propuseram um modelo para previsão de emissões de NO em um motor monocilíndrico de ignição por centelha abastecido com hidrogênio. Utilizando dados experimentais da literatura disponível para ajuste do modelo e posteriormente sua validação, no modelo desenvolvido por KHERDEKAR *et al.* (2016) realiza a análise de transferência de calor usando um modelo abrangente que considera as perdas de calor por uma combinação de convecção forçada, condução e convecção natural usando superfícies estendidas. O modelo foi capaz de prever a variação temporal dos perfis de pressão e temperatura no interior do cilindro durante a operação do motor e as concentrações de formação de NO. Os resultados encontrados apontaram que as concentrações de NO no escape não dependem apenas do pico máximo de temperatura atingido, mas também do perfil de transição da temperatura com o tempo dentro do cilindro e a rotação do motor. Outro fator preponderante para o quantitativo de concentração de NO no escape foi a razão de equivalência

combustível/ar ( $\phi$ ), onde com valores maiores de  $\phi$  foi constatado um aumento das emissões de NO. O motor abastecido com hidrogênio também se mostrou sensível à taxa de compressão, aumentando a formação de NO para valores elevados da taxa de compressão. Assim, KHERDEKAR *et al.* (2016) concluíram que enquanto a relação de equivalência afeta representativamente a temperatura máxima do cilindro, a rotação do motor determina a quantidade de tempo disponível para a formação do NO. Logo, para otimizar a potência e minimizar as emissões de NO é necessário que se adeque o motor para que opere com ótimos valores da relação de equivalência e taxa de compressão.

A Tabela 2.1 resume os resultados e conclusões para os experimentos e simulações computacionais com motores com adição de hidrogênio descritos nesta revisão bibliográfica.

Tabela 2.1 – Síntese dos resultados e conclusões encontrados na literatura.

Item	Referência	Especificações da pesquisa	Combustíveis testados	Resultados/ Conclusões
1	WANG <i>et al.</i> , 2012a	-Experimental -Motor 1.6 L de 4 cilindros -RPM: 790 e 1440	-Gasolina -Hidrogênio (0% a 4,5%) v/v	-Maior eficiência na variação cíclica em baixas rotações, operando com excesso de ar.
2	WANG <i>et al.</i> , 2012b	-Experimental	-Gás natural -Hidrogênio (0 a 40%) v/v	-O limite de empobrecimento da mistura ar/combustível é aumentado proporcional ao percentual de hidrogênio na mistura.
3	JI <i>et al.</i> , 2012	-Experimental -Motor 1.6 L	-Gasolina -Hidrogênio (100% durante a partida do motor)	-Redução de 94,7% de emissões de HC e 99,5% de CO para os 100 primeiros segundos do motor operando com hidrogênio.

4	MELO, 2012	-Experimental e Computacional -Motor <i>Flex-Fuel</i> -AVL BOOST -Wiebe de 2 zonas	-Gasolina -Etanol hidratado	-O etanol diminui a ocorrência de detonação. -Aumento do consumo específico.
5	ALMEIDA, 2012	-Computacional -Motor Diesel -AVL BOOST -RPM: 1800	-Diesel -Hidrogênio (0% a 20%) fração de energ.	-Redução de consumo específico de combustível e de emissões de CO, CO <sub>2</sub> , NO <sub>x</sub> e particulados.
6	JI <i>et al.</i> , 2013	-Computacional -Motor 1,6L de 4 cilindros -CFD (AVL FIRE) -RPM: 1400	-Gasolina -Hidrogênio (3% e 6%) v/v	-Aumento da velocidade de propagação da chama de 37,18% e 60,47% respectivamente para 3% e 6% de H <sub>2</sub> na mistura.
7	ALMEIDA, 2013	-Experimental -Motor <i>Flex-Fuel</i> de 4 cilindros -RPM: 840 e 1400 -Razão ar/comb. de 1,0 e 1,2	-Gasolina -Etanol -Hidrogênio (0,38% e 1,14%) v/v	-Estabilidade de rotação em marcha lenta para misturas empobrecidas em até 14%, resultando em redução de 13,5% e 14% de consumo respectivamente para gasolina e etanol.
8	MORAIS <i>et al.</i> , 2013	-Experimental -Motor diesel de 4 cilindros, aspiração natural	-Diesel -Hidrogênio (5%, 10%, 15% e 20%)	-Redução de 12% de emissões de CO <sub>2</sub> . -Redução de 6% da eficiência volumétrica do motor para a injeção máxima de hidrogênio ensaiada.
9	WANG <i>et al.</i> , 2014	-Experimental -Motor 1,6L de 4 cilindros -RPM: 1440 -Razão ar/comb. 1,45	-Gasolina -Hidrogênio (0 e 3%) v/v	-Aumento da eficiência térmica e velocidade de queima da mistura e diminuição da variação cíclica. -Redução de emissões de HC, CO e particulados.

10	KOSMAD AKIS <i>et al.</i> , 2014	-Computacional -Modelo em CFD	-Hidrogênio	-Foi apresentado o padrão de formação de NO durante o processo de combustão e expansão.
11	KAMIL <i>et al.</i> , 2015	-Computacional -Motor monocilíndrico -Modelo unidimensional -RPM: 1000 a 7000	-Gasolina -Metano -Hidrogênio (0 a 20%) m/m	-Aumento da velocidade de queima do combustível em baixas rotações para frações de adição de hidrogênio menores que 10%.
12	KARAGOZ <i>et al.</i> , 2015a	-Experimental -Motor Peugeot 1,1L de 4 cilindros -Em marcha lenta	-Gasolina -Hidrogênio (0 a 15%) fração de energ..	-Melhora no consumo específico de 9,8%. -Menores emissões de HC e CO, com aumento de NO <sub>x</sub> .
13	KARAGOZ <i>et al.</i> , 2015b	-Experimental -Pulverização de água no coletor de admissão em 0,25/1 para cada unid. de gasolina	-Gasolina -Hidrogênio (2,5% e 5%) v/v	-Melhora na emissão de NO <sub>x</sub> , para 5% de hidrogênio, redução da faixa de 106,6-141,1% para 54,9-87,2%. -Redução das melhorias antes alcançadas com a adição de hidrogênio.
14	WANG <i>et al.</i> , 2016	-Experimental -Motor 1,6 litros -Utilização de diluição de CO <sub>2</sub> na combustão -RPM: 1400	-Gasolina -Hidrogênio (0 e 3%) v/v -CO <sub>2</sub> na fração de (0 a 4%) v/v	-Maior eficiência térmica para o motor comparando com a configuração original. -E redução de NO <sub>x</sub> com o aumento da fração de CO <sub>2</sub> na combustão.
15	REYES <i>et al.</i> , 2016	-Computacional -Modelo quasi-dimensional	-GNV -Hidrogênio (0, 25, 50, 75 e 100%) v/v	-Aumento da velocidade de queima proporcional ao teor de hidrogênio na mistura.

16	KACEM <i>et al.</i> , 2016	-Computacional e experimental -Modelo CFD	-GLP -Hidrogênio (0%, 10% e 20%) v/v	-Aumento do torque efetivo do motor em até 20% comparando com o GLP e 12% com gasolina. -Redução das emissões de NO <sub>x</sub> em 3,25% e 1,89% comparado ao motor abastecido com gasolina e GLP respectivamente.
17	ROCHA, 2016	-Experimental e computacional -Motor monocilíndrico diesel -Modelo de Wiebe de duas zonas adotado na simulação	-Diesel (B7) -Biodiesel de palma -Hidrogênio (2,7; 8,5; 11,4 e 14,3%) v/v	-Melhora no desempenho do motor com a adição de hidrogênio em todos os pontos de operação, com redução do consumo específico e emissões de CO <sub>2</sub> , CO e HC. -Verificou-se aumento nas emissões de NO <sub>x</sub> com adição de hidrogênio.
18	KHERDEK AR <i>et al.</i> , 2016	-Computacional -Motor SI monocilíndrico	-Hidrogênio	-Enquanto a relação de equivalência da mistura afeta a temperatura máxima do cilindro a rotação do motor determina o tempo disponível para as reações de formação do NO.

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é apresentada a fundamentação teórica que serve de base para a pesquisa desenvolvida neste trabalho, descrevendo as equações para os parâmetros de desempenho do motor, assim como o equacionamento usado na simulação computacional para conservação de energia no cilindro, modelo de combustão, modelo de transferência de calor, entre outras.

#### 3.1 Parâmetros de desempenho de um motor

Com o objetivo de gerar trabalho, os motores de combustão interna, classificados como máquinas térmicas, têm como papel principal transformar a energia química dos combustíveis em energia mecânica. O motor utilizado nesta pesquisa é um motor de ignição por centelha de injeção indireta, onde a mistura ar/combustível é realizada antes de ser admitida no cilindro. As próximas subseções expõem os conceitos básicos para o cálculo dos parâmetros de desempenho de um motor.

##### 3.1.1 Razão de compressão

A razão de compressão estabelece uma relação entre os volumes máximo e mínimo do cilindro, onde o volume máximo, pistão no ponto morto inferior, é comprimido até o volume mínimo, pistão no ponto morto superior, definindo a razão de compressão como o quociente entre estes volumes. A expressão matemática para a razão de compressão é representada por (HEYWOOD, 1988):

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.1)$$

Onde:

$r_c$ : Razão de compressão;

$V_d$ : Volume deslocado;

$V_c$ : Volume da câmara de combustão.

### 3.1.2 Potência Efetiva e Indicada

A potência efetiva é a potência transferida ao eixo do motor, potência útil, já decrescida pelas perdas mecânicas característica de cada motor. A potência indicada é definida como a potência que ocorre no interior dos cilindros. Elas podem ser descritas pelas seguintes expressões respectivamente (HEYWOOD, 1988):

$$Pot_e = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot \tau \quad (3.2)$$

$$Pot_i = \frac{Pot_e}{\eta_m} \quad (3.3)$$

Onde:

$Pot_e$ : Potência efetiva;

$Pot_i$ : Potência indicada;

$N$ : Rotação do motor;

$\tau$ : Torque;

$\eta_m$ : Rendimento mecânico.

### 3.1.3 Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva representa, de forma hipotética, a pressão que seria necessária a manter-se no interior do cilindro durante todo ciclo para produzir o mesmo trabalho que o motor fornece em sua operação normal (HEYWOOD, 1988). É um parâmetro muito utilizado para comparar o desempenho de motores com diferentes volumes (ALMEIDA, 2013). A pressão média efetiva pode ser classificada como pressão média efetiva indicada (IMEP) e pressão média efetiva no eixo (BMEP). O IMEP é dado pela integral da pressão no cilindro e do volume da câmara de combustão em função do ângulo do eixo de manivelas, em todo o ciclo de trabalho:

$$IMEP = \frac{\oint p_c \cdot dV_\alpha}{V_t} \quad (3.4)$$

Onde:

$p_c$ : Pressão no cilindro;

$dV_\alpha$ : Variação do volume em função do ângulo do eixo de manivelas;

$V_t$ : Cilindrada total do motor.

A pressão média efetiva no eixo pode ser representada pela seguinte expressão:

$$BMEP = \frac{Pot_e \cdot i}{V_t \cdot N} \quad (3.5)$$

Onde:

$i$ : Número de revoluções do eixo virabrequim por ciclo.

### 3.1.4 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica é definida pela razão entre a massa de ar real admitida no cilindro pelo volume deslocado pelo pistão ( $V_d$ ). É representada pela seguinte expressão (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_a}{\rho_{ar} \cdot V_d \cdot N} \quad (3.6)$$

Onde:

$\eta_v$ : Eficiência Volumétrica;

$\dot{m}_a$ : Vazão mássica de ar;

$\rho_{ar}$ : Massa específica do ar.



### 3.1.5 Consumo Específico de Combustível

O consumo específico de combustível (CEC) pode ser mensurado pela quantidade de combustível utilizada para produzir uma determinada potência do motor em um intervalo de tempo. Pode ser definido pela seguinte expressão (SOUZA JUNIOR, 2009):

$$CEC = \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot} \quad (3.7)$$

Onde:

$Pot$  : Potência;

$\dot{m}_{comb}$ : Vazão mássica de combustível.

### 3.1.6 Razão ar/combustível

A razão ar/combustível é a relação entre a massa de ar e a massa de combustível admitida no cilindro do motor em cada ciclo, é um parâmetro importante na avaliação de motores e nas formações de poluentes, onde é necessário quantificar as vazões para massa de ar e combustível durante os testes ou simulações de motores (ALMEIDA, 2013). Segue a expressão para cálculo da razão ar/combustível:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{comb}} \quad (3.8)$$

Onde:

$A/F$ : Relação ar/combustível;

$\dot{m}_a$ : Vazão mássica de ar;

$\dot{m}_{comb}$ : Vazão mássica de combustível.

Para uma combustão completa – onde os produtos da combustão são somente dióxido de carbono ( $CO_2$ ), vapor de água e nitrogênio ( $N_2$ ) que não participa da

reação – pode se definir a razão ar/combustível estequiométrica  $(A/F)_s$  de um combustível. E define-se como razão de equivalência da mistura ( $\lambda$ ) a razão entre ar/combustível real pelo ar/combustível estequiométrico (HEYWOOD, 1988).

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \quad (3.9)$$

Onde:

$(A/F)_s$ : Relação ar/combustível;

$\lambda$ : Razão de equivalência da mistura;

### 3.1.7 Fração volumétrica de hidrogênio

Para determinar a fração de volume de hidrogênio em função da vazão volumétrica total do motor, utilizamos a seguinte expressão (ALMEIDA, 2013):

$$\alpha_{H_2} = \frac{Q_{H_2}}{(Q_{H_2} + Q_{ar})} \cdot 100 \quad (3.10)$$

Onde:

$\alpha_{H_2}$ : Fração volumétrica de hidrogênio na mistura;

$Q_{H_2}$ : Vazão volumétrica de hidrogênio;

$Q_{ar}$ : Vazão volumétrica de ar na admissão.

## 3.2 Simulação Computacional

O *software* AVL Boost<sup>®</sup> foi aplicado nesta pesquisa, sendo um programa capaz de simular motores de uma vasta variedade de 4 ou 2 tempos, com ignição por centelha ou compressão. O *software* também se destaca por permitir utilizar diferentes modelos de combustão e transferência de calor, sendo utilizado internacionalmente em simulações de motores a combustão interna, e tem a disponibilidade de acesso pelo

Laboratório de Maquinas Térmicas (LMT) da Universidade federal do Rio de Janeiro (UFRJ).

O simulador AVL Boost<sup>®</sup> é capaz de calcular as variações das propriedades termodinâmicas ciclo a ciclo, ou em um ciclo, em função do ângulo do eixo de manivelas. Nesta seção serão apresentados os modelos matemáticos e considerações utilizadas pelo simulador computacional AVL Boost<sup>®</sup> para cada elemento da simulação termodinâmica do motor a combustão interna de ignição por centelha.

### **3.2.1 Equações Básicas de Conservação de Energia no Cilindro**

Com base na Primeira Lei da Termodinâmica, a variação da energia interna do cilindro é estabelecida em relação ao calor liberado pelo combustível, trabalho realizado pelo pistão, perdas de calor na parede do cilindro e perdas de entalpia devido a passagem de gás entre os anéis de segmento (*blow-by*). Também é considerada a entalpia presente nos elementos de massa que entram e saem pelas válvulas do cilindro. (MELO, 2012). Abaixo, na Figura 3.2, apresenta-se um diagrama esquemático do balanço de energia no cilindro por um esquema simplificado.

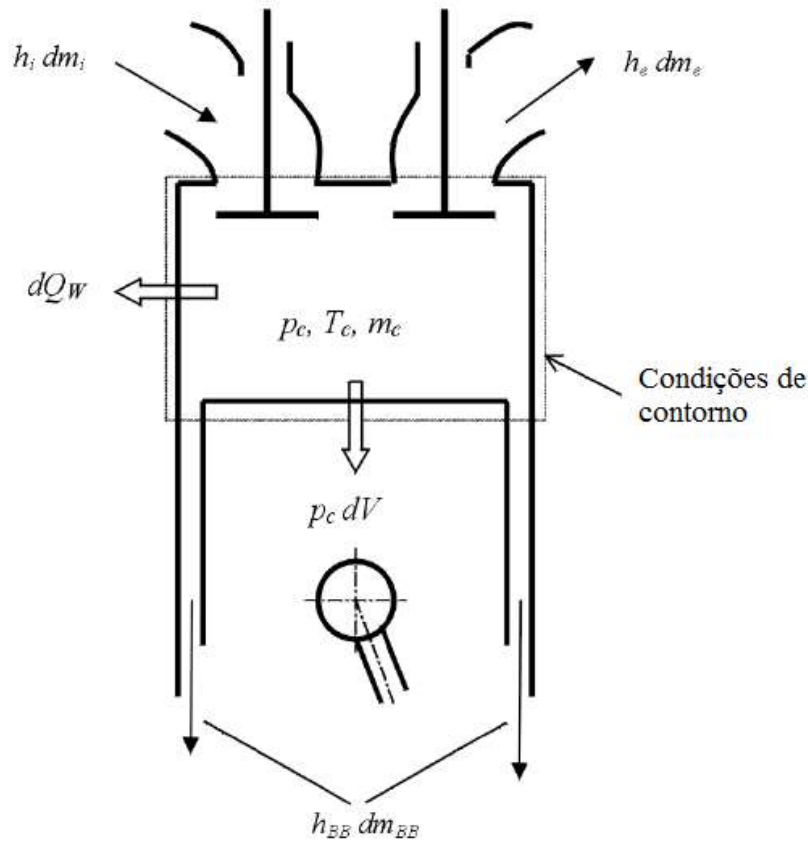


Figura 3.1 – Balanço de Energia no Cilindro. Fonte: (AVL, 2011a)

O cálculo da taxa de variação da energia interna do cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas pode ser apresentado pela seguinte expressão (AVL, 2011a):

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.11)$$

A variação de massa no interior do cilindro pode ser calculada a partir dos fluxos de entrada e saída de massa, expressada pela seguinte equação (AVL, 2011a):

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (3.12)$$

Onde:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ : Taxa da variação da energia interna no cilindro;

$-p_c \frac{dV}{d\alpha}$ : Trabalho realizado pelo pistão;

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ : Taxa de calor liberado pelo combustível;

$\sum \frac{dQ_W}{d\alpha}$ : Taxa de calor perdido pela parede;

$h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ : Fluxo de entalpia devido ao *blow-by*;

$m_c$ : Massa no interior do cilindro;

$u$ : Energia interna específica;

$p_c$ : Pressão no interior do cilindro;

$T_c$ : Temperatura no interior do cilindro;

$V$ : Volume do cilindro;

$Q_F$ : Calor liberado pelo combustível;

$Q_W$ : Calor perdido pela parede;

$\alpha$ : Ângulo do eixo de manivelas;

$h_{BB}$ : Entalpia dos gases de *blow-by*;

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ : Taxa de variação de massa do *blow-by*;

$dm_i$ : Elemento de massa de gás entrando no cilindro;

$dm_e$ : Elemento de massa de gás saindo do cilindro;

$h_i$ : Entalpia da massa de gás entrando no cilindro;

$h_e$ : Entalpia da massa de gás saindo do cilindro;

$q_{ev}$ : Calor de vaporização do combustível;

$f$ : Fator de vaporização do combustível;

$m_{ev}$ : Massa de combustível evaporado.

Para uma mistura externa a equação (3.11) adota as seguintes simplificações:

- A mistura é homogênea no início da combustão;
- A razão ar-combustível da mistura não queimada é constante durante a combustão;
- Os Gases queimados e não queimado tem a mesma pressão e temperatura, porém possuem composições diferentes.

A equação dos gases ideais, que relaciona a pressão com volume, a massa e a temperatura através da constante universal dos gases ( $R_0$ ), é apresentada pela seguinte expressão (AVL, 2011a, ALMEIDA, 2012, HEYWOOD, 1988, MELO, 2012):

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (3.13)$$

Logo, utilizando as equações (3.11), (3.12) e (3.13), pode-se resolver a equação para temperatura através do método *Runge-Kutta*. Em posse da temperatura dos gases no cilindro, através da equação dos gases ideais se obtém a pressão no interior do cilindro. (AVL, 2011a, ALMEIDA, 2012, MELO, 2012, BUENO, 2016):

### 3.2.2 Representação das Espécies e dos Combustíveis

De forma a ter atualizada a composição do gás na câmara de combustão, o programa de simulação AVL Boost<sup>®</sup> executa o cálculo das propriedades dos gases a cada passo (MELO, 2012, ALMEIDA, 2012). Para descrever a composição dos gases pode-se utilizar um número arbitrário de espécies, sendo utilizado pelo programa AVL Boost<sup>®</sup> no mínimo sete tipos diferentes: combustível, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO e H<sub>2</sub>.

Para a simplificação do modelo as espécies são consideradas gases ideais. Assim, o *software* calcula as propriedades termodinâmicas das espécies através de polinômios da NASA (MELO, 2012). O calor específico com pressão constante ( $c_p$ ), a entalpia ( $H$ ) e a entropia ( $S$ ) podem ser calculados em função da temperatura ( $T$ ) conforme as equações (3.14), (3.15) e (3.16) (AVL, 2011a, ALMEIDA, 2012):

$$\frac{c_{p_k}}{R} = a_{1k} + a_{2k} T + a_{3k} T^2 + a_{4k} T^3 + a_{5k} T^4 \quad (3.14)$$

$$\frac{H_k}{RT} = a_{1k} + \frac{a_{2k}}{2} T + \frac{a_{3k}}{3} T^2 + \frac{a_{4k}}{4} T^3 + \frac{a_{5k}}{5} T^4 + \frac{a_{6k}}{T} \quad (3.15)$$

$$\frac{S_k}{R} = a_{1k} \ln T + a_{2k} T + \frac{a_{3k}}{2} T^2 + \frac{a_{4k}}{3} T^3 + \frac{a_{5k}}{4} T^4 + a_{7k} \quad (3.16)$$

Onde “R” é a constante do gás ideal e “a<sub>ik</sub>” representam os coeficientes da equação polinomial da NASA para cada espécie (HEYWOOD, 1988, MELO, 2012). A partir destas propriedades termodinâmicas, definidas acima, todas as demais propriedades necessárias podem ser calculadas (ALMEIDA, 2012).

Por conveniência o simulador BOOST oferece as seguintes espécies em um banco de dados interno (AVL, 2011a): O, O<sub>2</sub>, OH, CO, CO<sub>2</sub>, N, N<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, NO<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>, H, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO, SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>4</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, HCl, HCNO, GASOLINA, HIDROGÊNIO, METANO, METANOL, ETANOL, DIESEL, BUTANO, PENTANO, PROPANO.

Caso as espécies listadas acima não sejam suficientes, poderão ser especificadas outras espécies para inclusão no programa através do banco de dados. Um número arbitrário de componentes pode compor o combustível, desde que estejam presentes na lista de espécies do banco de dados do programa, e será possível se definir a proporção em massa ou volume de cada um deles em relação à composição final do combustível (MELO, 2012).

Para a representação da gasolina e etanol comerciais do Brasil, utilizados nos ensaios experimentais, no programa AVL Boost<sup>®</sup> foi necessário configurar o combustível na proporção de gasolina como 75% do volume e etanol anidro em 25% para representar a gasolina comercializada no Brasil (percentual utilizado até março de 2015). Para o etanol hidratado, foi configurado na proporção de 95,1% do volume de etanol anidro com 4,9% de H<sub>2</sub>O.

MELO (2012) realizou análises em laboratórios sobre as propriedades físico-químicas dos combustíveis gasolina e etanol comercializados no Brasil. Segue abaixo, na Tabela 3.1, um comparativo dos valores encontrados na análise de MELO

(2012) para gasolina e etanol comerciais do Brasil com os valores utilizados na simulação computacional configurados no programa AVL Boost®:

Tabela 3.1 – Comparativo das propriedades físico-químicas entre o combustível comercial e o simulado no AVL Boost®.

<b>Propriedades físico-químicas</b>	<b>Gasolina Comercial</b>	<b>Gasolina da simulação</b>	<b>Diferença (%)</b>	<b>Etanol Comercial</b>	<b>Etanol da simulação</b>	<b>Diferença (%)</b>
Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )	748,2	752,9	0,6	808,7	809,8	0,1
PCI (MJ/kg)	38,9	39,9	2,5	24,8	26,4	6,6
Razão ar/comb. estequiométrica	12,7	13,0	2,4	8,8	8,4	-4,2

Na Tabela 3.1, pode-se verificar que de forma geral as propriedades físico-químicas tanto da gasolina quanto do etanol, utilizados na simulação computacional, ficaram semelhantes aos combustíveis comercializados no Brasil, que foram empregados nos ensaios experimentais executados por ALMEIDA (2013), com diferença maior de 6,6% para PCI do etanol em relação ao valor apresentado por MELO (2012).

### **3.2.3 Movimento do Pistão**

O movimento do pistão em relação ao ângulo do eixo do virabrequim ( $\theta$ ) é ilustrado pela Figura 3.3:



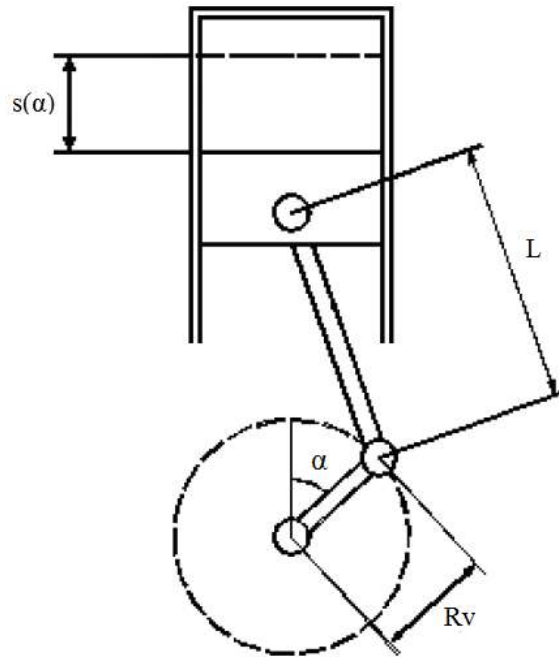


Figura 3.2 – Movimento do Pistão. Adaptado de: (MELO, 2012)

A distância do pistão ao ponto morto superior em função do ângulo do eixo de manivelas ( $s(\alpha)$ ) pode ser calculada pela seguinte expressão (AVL, 2011a, BUENO, 2016, MELO, 2012):

$$s(\alpha) = (R_v + L) - R_v \cdot \cos(\alpha) - \sqrt{L^2 - R_v^2 \cdot \text{sen}^2(\alpha)} \quad (3.17)$$

Onde:

$R_v$ : Raio do eixo de manivelas;

$L$ : Comprimento da biela;

$\alpha$ : Ângulo do eixo de manivelas.

### 3.2.4 Modelo de Transferência de Calor

Para a transferência de calor nas paredes da câmara de combustão do cilindro (cabecote, pistão e a camisa do cilindro), o programa AVL Boost<sup>®</sup> utiliza a seguinte expressão para o cálculo (AVL, 2011a, BUENO, 2016):

$$Q_w = A_i \cdot h_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (3.18)$$

Onde:

$A_i$ : Área da câmara de combustão;

$h_w$ : Coeficiente de transferência de calor;

$T_c$ : Temperatura do gás no interior do cilindro;

$T_{wi}$ : Temperatura da parede do cilindro.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor o programa AVL Boost<sup>®</sup> fornece as seguintes opções de modelo (AVL, 2011a):

- Woschni 1978;
- Woschni 1990;
- Hohenberg;
- AVL 2000 Model;
- Bargende.

Nesta pesquisa foi utilizado o modelo AVL 2000 para o cálculo do coeficiente de transferência de calor nas paredes, o mesmo utilizado por ALMEIDA (2012), BUENO (2016) e MELO (2012). Este modelo utiliza o modelo Woschni 1978 com adaptações concebidas de dados experimentais da empresa AVL para a fase aberta, considerando o fluxo de calor adicional provocado pela velocidade de escoamento do gás através das válvulas. Pode ser apresentada a seguinte equação para o coeficiente de transferência de calor de Woschini em ciclos de alta pressão:

$$h_{Woschni} = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot [C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0})]^{0,8} \quad (3.19)$$

Onde:

$D$ : Diâmetro do cilindro;

$p_c$ : Pressão no cilindro;

$p_{c,0}$ : Pressão de cilindro normalizada do motor;

$p_{c,1}$ : Pressão no cilindro no fechamento da válvula de admissão;

$C_1$ :  $2,28 + 0,308 \cdot C_u/C_m$ ;

$C_2$ : 0,00622 para motores de injeção indireta;

$C_m$ : Velocidade média do pistão;

$C_u$ : Velocidade circunferencial;

$V_D$ : Cilindrada unitária;

$V_{c,1}$ : Volume do cilindro no fechamento da válvula de admissão;

$T_{c,1}$ : Temperatura no cilindro no fechamento da válvula de admissão.

Logo, para o modelo AVL 2000, utilizado neste trabalho, o coeficiente de transferência de calor é calculado pela seguinte expressão (AVL, 2011a):

$$h_w = \text{Max} \left[ h_{Woschni} 0,013 D^{-0,2} p_c^{0,8} T_c^{-0,53} \left( C_4 \left( \frac{d_{in}}{D} \right)^2 |v_{in}| \right)^{0,8} \right] \quad (3.20)$$

Onde:

$C_4$ : 14,0;

$d_{in}$ : Diâmetro do tubo de admissão;

$v_{in}$ : Velocidade do gás na admissão.

### 3.2.5 Modelo de Combustão Wiebe Duas Zonas

A velocidade em que a massa da mistura ar-combustível admitida no cilindro do motor é consumida na reação de combustão é fundamental para a modelagem de motores. Pois, através da velocidade de queima do combustível calcula-se a taxa de energia fornecida ao motor, influenciando diretamente nos valores de pressão e temperatura no interior do cilindro. A velocidade de queima do combustível

também influência as trocas térmicas nas paredes do cilindro e o trabalho realizado, logo, afetando a eficiência térmica do motor (MELO, 2012).

A função de Wiebe é usada para representar a fração de massa de combustível queimado durante o processo de combustão, estabelecida para cada ângulo do eixo de manivelas ( $\alpha$ ). Segue a equação (HEYWOOD, 1988):

$$x = 1 - \exp \left[ -a \cdot \left( \frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta\alpha} \right)^{m+1} \right] \quad (3.21)$$

Onde:

$x$ : Fração de combustível queimado;

$a$  : Parâmetro de eficiência da combustão;

$\alpha_i$ : Ângulo de início da combustão;

$\Delta\alpha$  : Duração da combustão;

$m$ : Fator de forma da curva de liberação de calor.

Os parâmetros “ $a$ ” e “ $m$ ” são ajustados para permitir utilizar a equação de Wiebe para motores de diferentes geometrias, combustíveis diversos inclusive misturas, diferentes tipos de ignição, pontos de operação diversos, entre outros (MELO, 2012). Assim, dados experimentais da combustão são necessários para ajustar o modelo de combustão proposto por Wiebe, que é aplicada para modelagens termodinâmicas zero-dimensionais ou quasi-dimensionais da combustão.

Construindo uma curva a partir da função de Wiebe, Equação (3.21), pode-se representar o percentual de combustível queimado:

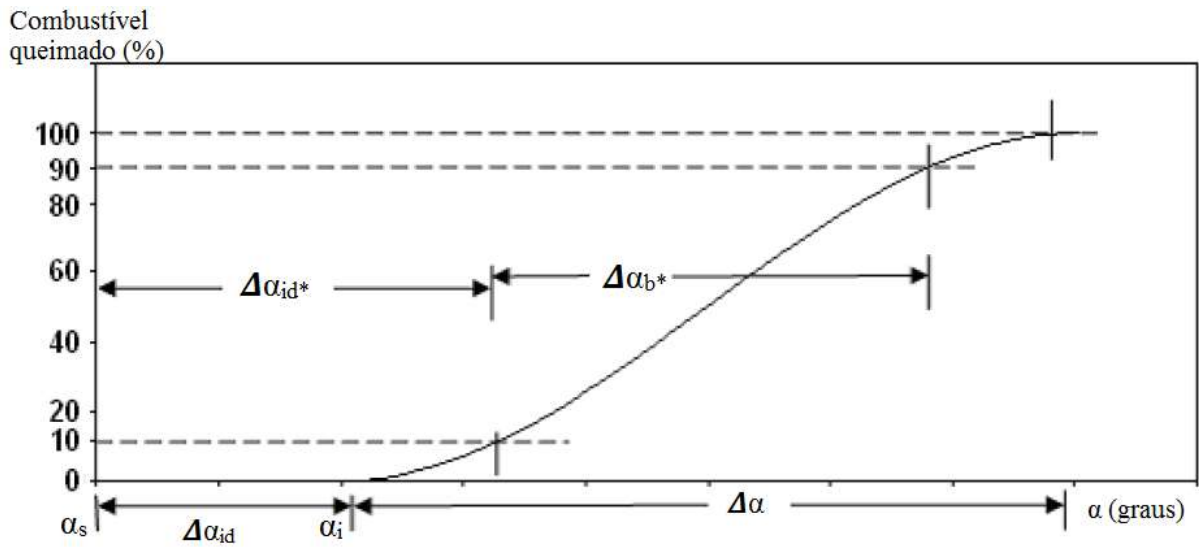


Figura 3.3 – Massa de Combustível Queimado em função do ângulo do virabrequim.  
Adaptado de: (MELO, 2012)

Onde:

$\alpha_s$ : Ângulo de liberação da centelha;

$\alpha_i$ : Ângulo de início da combustão;

$\Delta\alpha_{id}$ : Atraso de combustão;

$\Delta\alpha_{id}^*$ : Atraso de combustão experimental;

$\Delta\alpha_b^*$ : Duração da combustão experimental;

$\Delta\alpha$ : Duração da combustão.

Depois de determinar a fração de massa de combustível queimado, pode-se definir a taxa de liberação de calor da combustão multiplicando a taxa de queima de combustível pela massa total de combustível injetado no cilindro e o poder calorífico inferior do combustível (ALMEIDA, 2012):

$$\frac{dQ_F}{d\alpha} = m_f \cdot PCI \cdot \frac{dx}{d\alpha} \quad (3.22)$$

Onde:

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ : Taxa de liberação de calor do combustível;

$m_f$ : Massa total de combustível;

$PCI$ : Poder calorífico inferior do combustível;

$\frac{dx}{d\alpha}$ : Taxa de queima de combustível.

Utilizando o mesmo cálculo da taxa de liberação de calor e da fração de massa queimada que o modelo de Wiebe o modelo Wiebe Duas Zonas se diferencia por aplicar separadamente a primeira lei da termodinâmica para os gases queimados e não queimados, no cilindro, durante o processo de combustão na fase fechada, período em que ambas as válvulas estão fechadas, para a fase aberta à energia interna é calculada pela Equação (3.11) (ALMEIDA, 2012, BUENO, 2016). A seguir são mostradas as equações utilizadas no modelo de combustão Wiebe Duas Zonas para definir a taxa de variação de energia interna (AVL, 2011a):

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (3.23)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\alpha} - h_u \frac{dm_B}{d\alpha} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \quad (3.24)$$

Onde:

Índice  $b$ : Zona queimada;

Índice  $u$ : Zona não queimada;

$h_u \frac{dm_B}{d\alpha}$ : Fluxo de entalpia da zona não queimada para a zona queimada.

Para este modelo, Wiebe Duas Zona, o fluxo de calor entre a zona queimada e não queimada é desprezado. Em relação à variação do volume no cilindro é representada pela soma das taxas de variação do volume de cada uma das zonas,

equação (3.25), e para o volume do cilindro, equação (3.26), sendo a soma do volume da zona queimada e não queimada (AVL, 2011a, BUENO, 2016). Segue as equações:

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \quad (3.25)$$

$$V_b + V_u = V \quad (3.26)$$

#### 4. METODOLOGIA DA SIMULAÇÃO

Este capítulo apresenta a metodologia empregada no desenvolvimento desta pesquisa para a simulação computacional de um motor de ignição por centelha operando com gasolina e adição de hidrogênio, e também aplicada para operação do motor com etanol e adição de hidrogênio. Utilizando o trabalho experimental de ALMEIDA (2013) foi possível desenvolver a simulação, ajustando o modelo de combustão com os dados experimentais de sua pesquisa, considerando os parâmetros aferidos em seu trabalho para comparação entre o ensaio experimental, executado por ALMEIDA (2013), e a simulação computacional desenvolvida neste trabalho.

No experimento realizado por ALMEIDA (2013) o hidrogênio foi injetado no coletor de admissão. As proporções de etanol, gasolina e hidrogênio utilizados em cada condição de operação do experimento foram consideradas para simulação conforme o trabalho de ALMEIDA (2013). No Anexo I são apresentados os detalhes dos procedimentos e instrumentos utilizados por ALMEIDA (2013) nos ensaios experimentais do motor.

A simulação computacional quasi-dimensional desta pesquisa foi realizada utilizando o *software* AVL Boost<sup>®</sup> e o *hardware* Intel Core i5 de 3.10 GHz e 4,00 GB de memória RAM com o sistema operacional Windows 7 Profissional de 64 bits disponibilizados pelo Laboratório de Máquinas Térmicas da COPPE.

No programa AVL Boost<sup>®</sup>, inicialmente é necessário modelar um fluxograma esquemático do motor em estudo, ilustrado na Figura 4.1, utilizando os componentes gráficos disponibilizados pelo programa que representam os cilindros, indicados pela letra C, as fronteiras do sistema, indicados por SB, os injetores de combustível, indicados por I, os *plenums* do sistema, indicados por PL, as junções de tubulações, indicados por J, o corpo de borboleta da aceleração, indicado por TH, os tubos de conexões do sistema, indicados pelos números de 1 a 19 e os pontos de aferição de dados do motor, indicados por MP. Na Figura 4.1 é apresentado o diagrama desenvolvido para a simulação de um motor 4 cilindros que foi elaborado para esta pesquisa.



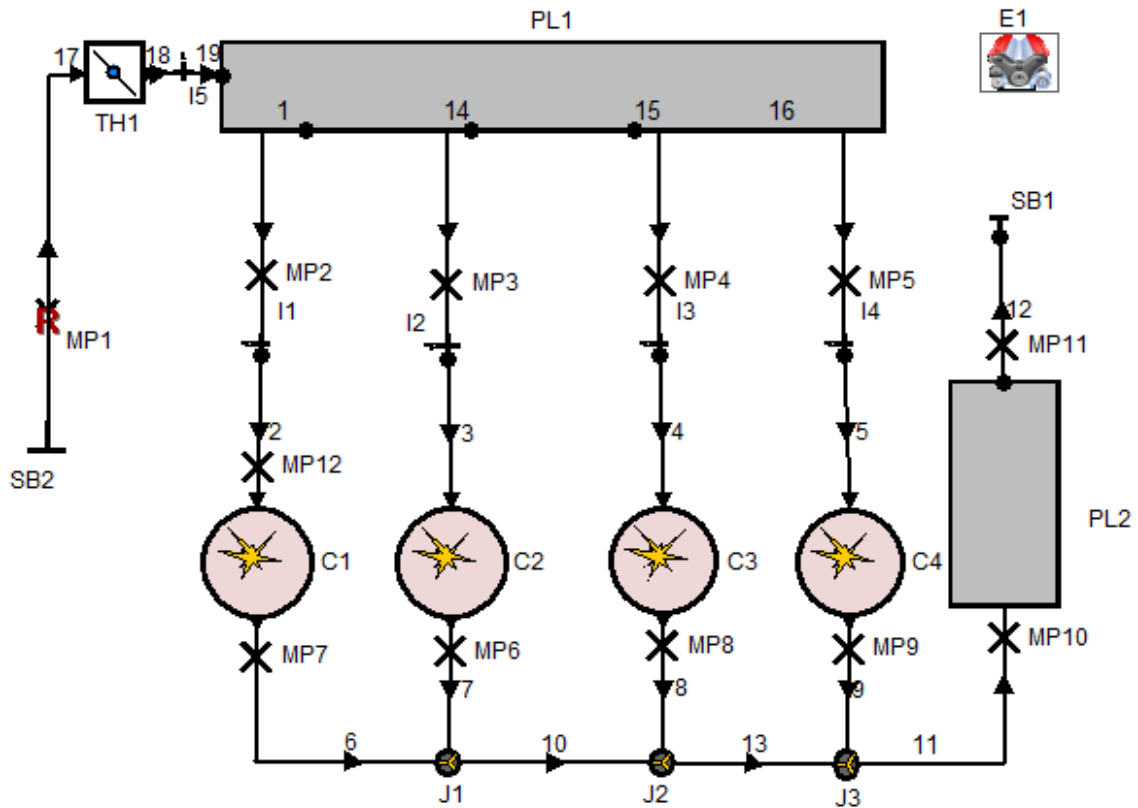


Figura 4.1 – Diagrama do motor.

A seguir são apresentados os principais itens de entrada de cada elemento da simulação computacional e as considerações utilizadas para o desenvolvimento da pesquisa. Todos os valores utilizados na configuração da simulação no AVL Boost<sup>®</sup> foram baseados no experimento realizado por ALMEIDA (2013).

#### 4.1 Elementos da Simulação

Depois de elaborar o fluxograma esquemático do motor, elaborado para a simulação numérica desta pesquisa, na área de *layout* do AVL Boost<sup>®</sup>, conforme ilustrado na Figura 4.1, os dados de entrada e configuração de cada elemento da simulação são inseridos acessando a tela de configurações, específica para cada elemento, que pode ser acessada dando um duplo clique na ilustração ou na legenda do componente do motor que se deseja configurar, assim a janela da tela de configurações se abre. Seguem listados abaixo, na Tabela 4.1, alguns dos principais dados de entrada para a simulação computacional do motor:

Tabela 4.1 – Principais dados de Entrada da Simulação.

Parâmetros	Dados de Entrada
Motor	-Rotação do Motor; -Tipo de ciclo (2 ou 4 tempos);
Cilindro	-Diâmetro do cilindro; -Curso do pistão; -Razão de compressão; -Comprimento da biela;
Modelo de combustão (Wiebe Duas Zonas)	-Início da combustão; -Duração da combustão; -Parâmetro de forma da curva de liberação de calor “m”; -Parâmetro de eficiência da combustão “a”;
Combustível	-Consumo de combustível; -Poder calorífico; -Relação ar-combustível
Modelo de Transferência de Calor	-Área superficial do cabeçote; -Área superficial do pistão; -Área superficial da camisa do cilindro;

Nos próximos subitens serão detalhadas todas as configurações realizadas para cada componente da simulação computacional realizada no AVL Boost<sup>®</sup>.

#### 4.1.1 Motor

As configurações do componente motor do AVL Boost<sup>®</sup> são utilizadas para especificar os dados sobre a dinâmica de operação do motor como: rotação de motor, tipo de ciclo e ordem de combustão dos cilindros. As configurações se dividem em duas etapas, incluindo configurações gerais e a instalação dos cilindros.

No módulo de configurações gerais a rotação do motor foi selecionada para as rotações de 840 e 1400 RPM, conforme as rotações utilizadas no experimento feito por ALMEIDA (2013), considerando a operação em regime permanente e ciclo do

motor do tipo 4 tempos, onde o eixo de manivelas efetua duas revoluções completas por ciclo.

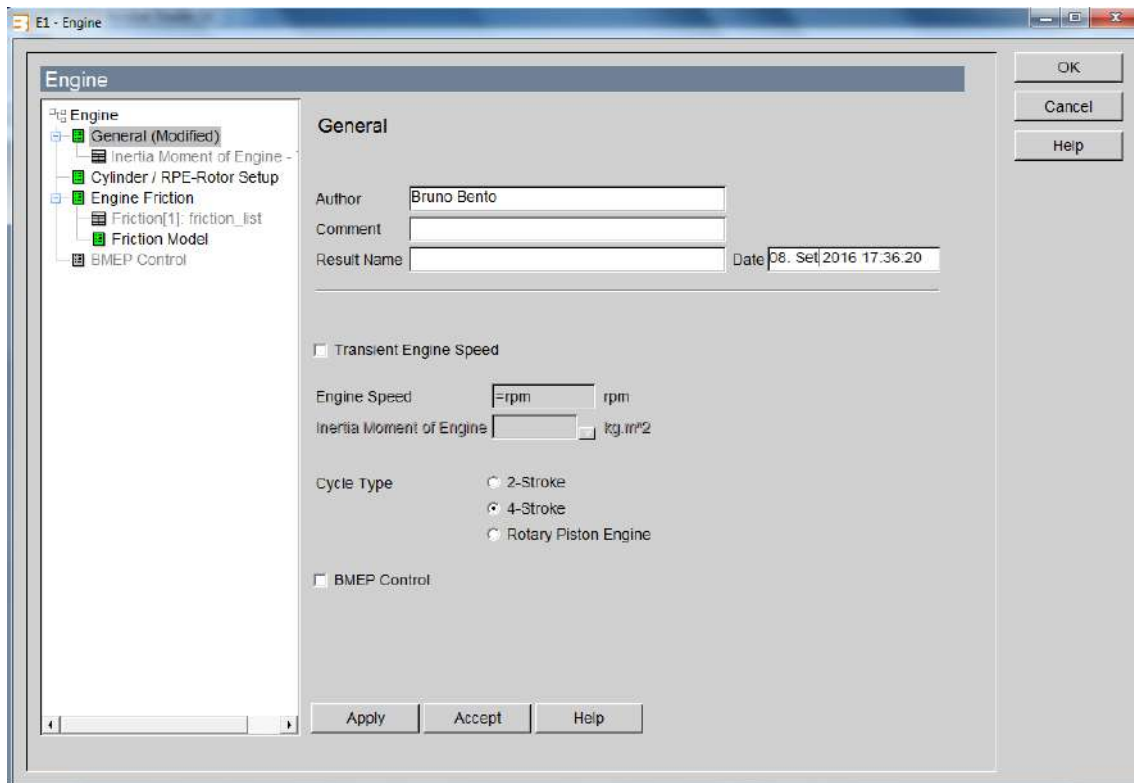


Figura 4.2 – Configurações gerais do motor.

Para configurar a ordem de combustão dos cilindros, utiliza-se a aba de instalação dos cilindros, conforme Figura 4.3, e tendo como referência o ângulo de início absoluto em zero grau do eixo de manivelas, foi aplicada a ordem de combustão dos cilindros de 1-3-4-2, conforme as especificações do motor descrito no trabalho de ALMEIDA (2013). Nesta etapa ainda é possível selecionar a configuração para cilindros idênticos, onde a configuração de qualquer cilindro do modelo é validada para todos os outros.

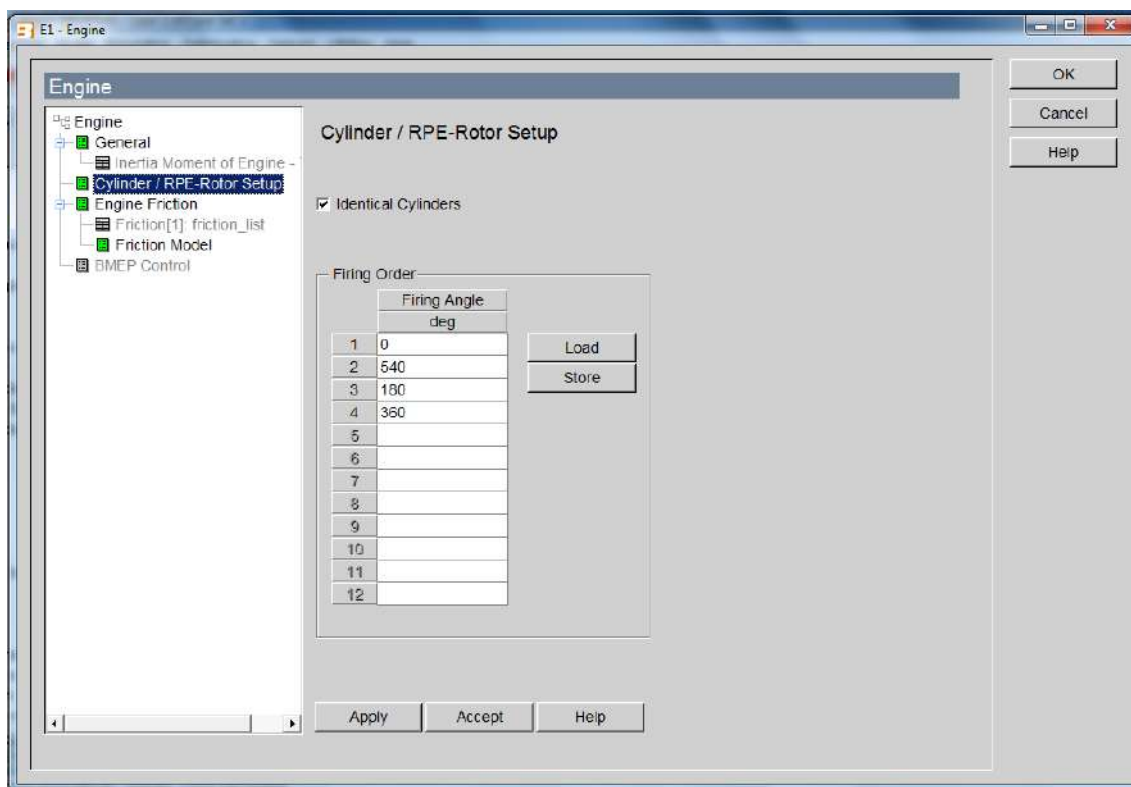


Figura 4.3 – Instalação dos cilindros.

#### 4.1.2 Cilindros

O cilindro é um dos principais componentes da modelagem no AVL Boost<sup>®</sup>. Neste componente se define as características geométricas da câmara de combustão e do cilindro, as considerações para o processo de transferência de calor pelas paredes do cilindro, dados de abertura e fechamentos das válvulas de admissão e escape e o modelo de combustão utilizado. A modelagem dos cilindros do motor no AVL Boost<sup>®</sup> se divide nos seguintes módulos: configurações gerais, inicialização, combustão, transferência de calor e especificações das válvulas.

Para definir as características dimensionais do cilindro e o tipo de lavagem da câmara de combustão, foram utilizados os dados do trabalho de ALMEIDA (2013), que são apresentados pela Tabela 4.2 deste trabalho. Em posse desses dados do motor, foram inseridos no módulo de configurações gerais do cilindro, como ilustrado pela Figura 4.4.

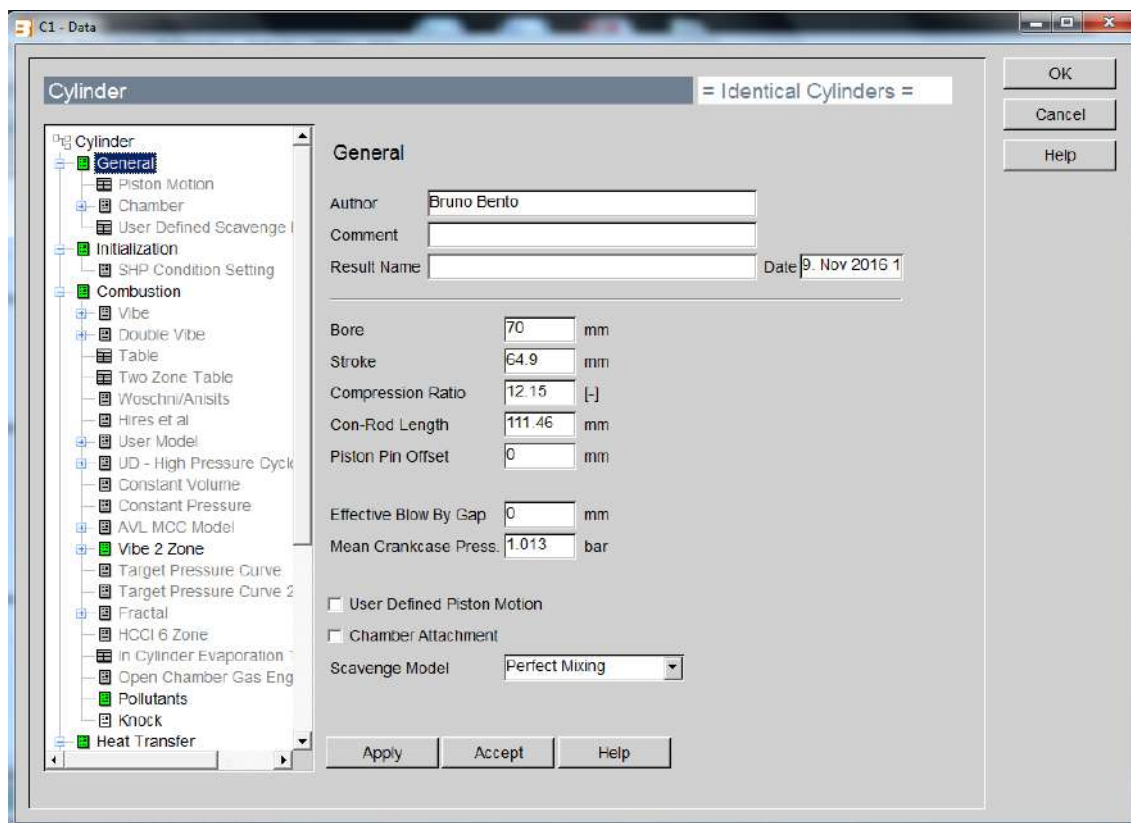


Figura 4.4 – Configurações gerais do cilindro.

No módulo de inicialização do componente cilindro são configurados os dados iniciais do ciclo do motor, incluindo pressão, temperatura e a composição dos gases da câmara de combustão ao final do período de alta pressão, período que as válvulas de exaustão se abrem. Em relação aos gases de exaustão do motor foi seguida a teoria exposta por HEYWOOD (1988) sobre as frações de gás residual na câmara de combustão e as considerações utilizadas por ALMEIDA (2012) para simulações com o programa AVL Boost<sup>®</sup> durante a lavagem da câmara de combustão.

Na simulação computacional a preparação da mistura foi configurada para externa, de acordo com o motor de ignição por centelha ensaiado por ALMEIDA (2013).

O modelo de combustão utilizado nesta pesquisa é o de Wiebe Duas Zonas, como descrito na fundamentação teórica item 3.2.5. Para configurar o modelo de combustão no AVL Boost<sup>®</sup> utilizasse o módulo de combustão, na Figura 4.5 pode-se identificar no lado esquerdo a árvore de itens com acesso a todas as configurações disponíveis para o elemento cilindro, inclusive o módulo para configurar a combustão. As configurações do módulo de combustão definem o modelo de liberação de calor que

será utilizado pelo AVL Boost<sup>®</sup> e suas variáveis para cálculo, onde o modelo de Wiebe Duas Zonas se destaca por dividir os gases da câmara de combustão em uma zona de gases queimados e outra de gases não queimados, resolvendo separadamente a equação da temperatura para cada uma das zonas. Para este processo de cálculo da simulação, o modelo requer a definição do ângulo de início de combustão, o tempo de duração da combustão e os parâmetros de ajuste das curvas de combustão “a” e “m”. Esses dados são configurados a partir de ensaios experimentais para cada ponto de operação do motor, dados experimentais retirados do trabalho de ALMEIDA (2013). As curvas de pressão no interior do cilindro obtidas por experimentos, executados por ALMEIDA (2013), são apresentadas no capítulo de Resultados em comparação com as curvas obtidas na simulação, executada neste trabalho. Na Figura 4.5 é possível ver a tela de configuração do modelo de combustão, nela pode-se verificar que a partir do preenchimento dos dados experimentais necessários, é exibida a curva de taxa de liberação de calor e também a curva de fração de massa de combustível queimado.

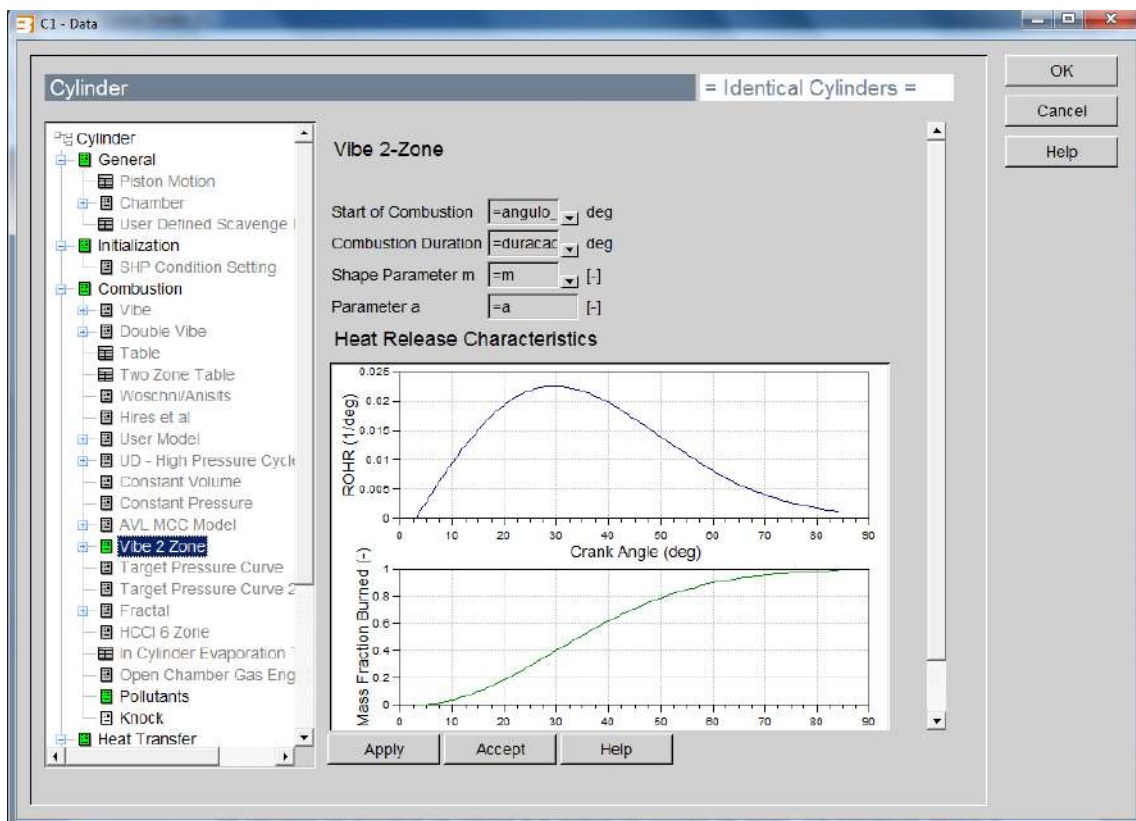


Figura 4.5 – Configurações do modelo combustão.

Na Figura 4.6 é apresentada a tela de configuração para a transferência de calor nas paredes do cilindro. Neste trabalho foi utilizado o modelo de transferência de calor AVL 2000, cuja a teoria de fundamentação do modelo está detalhada no item 3.2.4 do capítulo de fundamentação teórica, que tem como requisito o preenchimento das dimensões de área do pistão, da camisa do cilindro e do cabeçote do motor acompanhados das suas respectivas temperaturas. Os valores utilizados foram calculados a partir dos dados da geometria do motor apresentados no trabalho de ALMEIDA (2013). Porém, os valores para a temperatura do pistão e da parede do cilindro não foram mensuradas e apresentadas por ALMEIDA (2013), esses dados de temperatura tem a característica de difícil medição durante os ensaios experimentais. Portanto, as temperaturas do pistão e da parede do cilindro foram estimadas com base no manual do AVL Boost® (AVL, 2011b), mesmo processo utilizado nos trabalhos de MELO (2012) e ALMEIDA (2012), que também utilizaram o AVL Boost® para a simulação computacional de motores aplicando o mesmo modelo de transferência de calor AVL 2000.

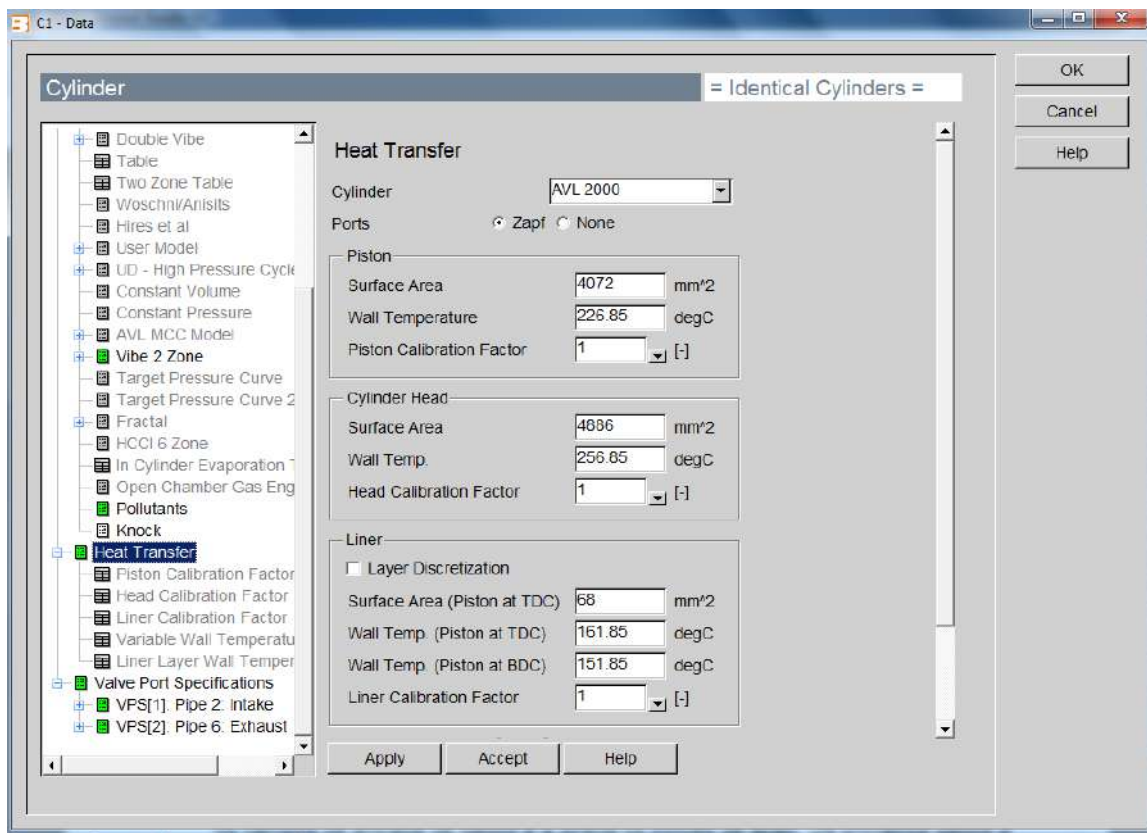


Figura 4.6 – Configurações da Transferência de calor.

As válvulas têm um papel de grande importância no controle dos gases tanto na admissão quanto no escape, limitando o fluxo durante esses processos. Para configurar as especificações das válvulas no AVL Boost<sup>®</sup>, disponível dentro do elemento cilindro do programa, são necessários os dados relativos às dimensões, configurações termodinâmicas e as curvas de abertura e fechamento, como o ângulo de abertura, o curso da válvula e o período de abertura, porém esses dados não foram encontrados no trabalho de ALMEIDA (2013) e nem são disponibilizados pelo fabricante do motor. Através do trabalho desenvolvido por MELO (2012), onde são determinadas as especificações e os coeficientes de fluxo para admissão e escapamento do motor através de testes experimentais em bancada de fluxo, foi possível estimar os valores iniciais para as especificações de abertura e fechamento das válvulas na simulação computacional deste trabalho. MELO (2012) publicou em seu trabalho as curvas de abertura e fechamento das válvulas, assim como os coeficientes de fluxo. O motor analisado por MELO (2012) foi do mesmo fabricante e com dimensões e potência próximas ao utilizado por ALMEIDA (2013).

Os valores estimados inicialmente para a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape com referência ao trabalho de MELO (2012), foram avaliados comparando a curva de pressão no interior do cilindro da simulação com as curvas experimentais para os pontos de atuação das válvulas, antes e depois da combustão, ajustando os valores do fluxo de gases que passa pelas válvulas de forma que a simulação apresentou o mesmo comportamento para a pressão no interior do cilindro do que o visto nos ensaios experimentais. Na Figura 4.7 é apresentada a tela de configurações das válvulas.

Para garantir a fidelidade da simulação ao experimento, realizado por ALMEIDA (2013), foi aplicado na simulação um corpo de borboleta para controle do fluxo com o intuito de manter a eficiência volumétrica e a pressão na admissão conforme os dados experimentais disponibilizados no trabalho de ALMEIDA (2013). No Capítulo Resultados são apresentadas comparações da pressão na admissão e eficiência volumétrica entre os valores obtidos na simulação e os valores apresentados no experimento para cada ponto de operação da pesquisa.



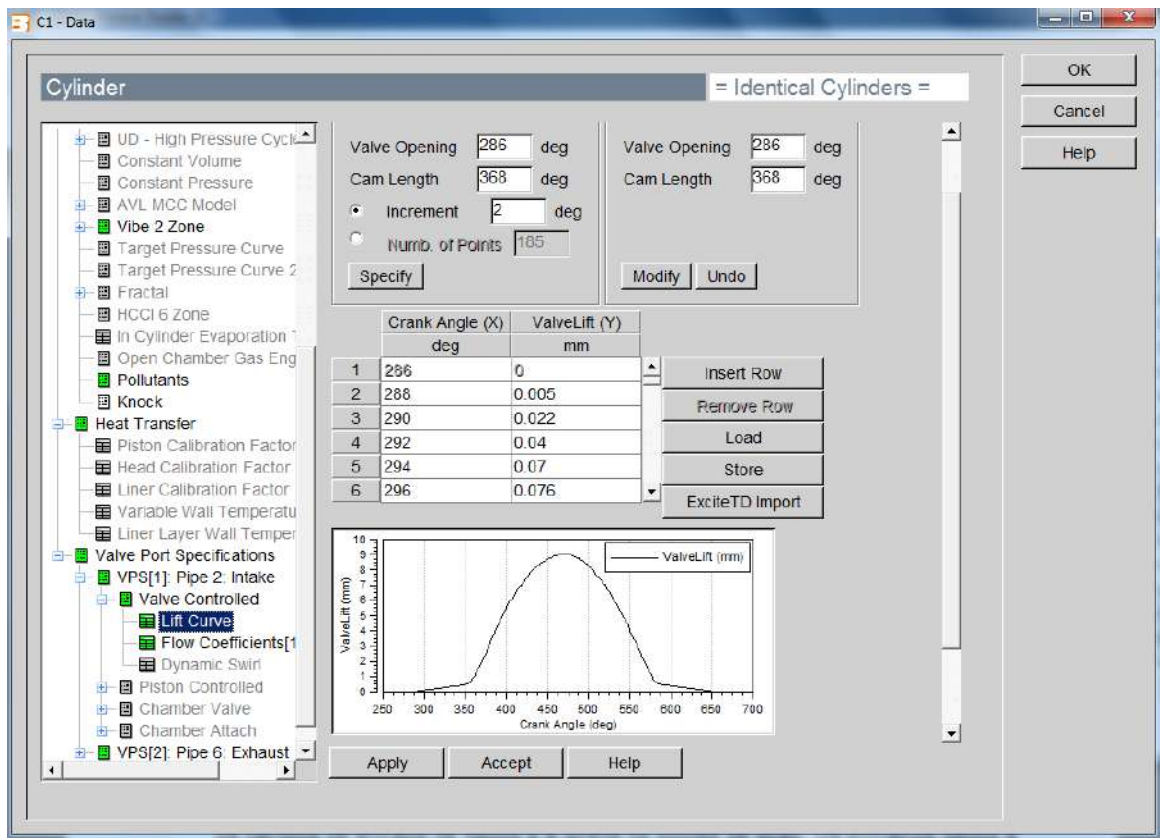


Figura 4.7 – Configurações das válvulas.

### 4.1.3 Injetores

O elemento injetor é usado para adicionar combustível ao ar, no sistema de admissão do motor, no caso de motores com injeção indireta. O fluxo de massa de combustível injetado no sistema, na simulação com o programa AVL Boost<sup>®</sup>, pode ser controlado pela razão ar/combustível ou um controle direto, informando ao programa a quantidade de massa/ciclo ou massa/tempo. Neste trabalho foi utilizado o controle de combustível injetado no sistema pela razão massa/tempo, conforme ilustrada na Figura 4.8. Configurando os injetores para uma injeção de forma contínua de combustível, os valores da razão massa/tempo foram configurados conforme o trabalho de ALMEIDA (2013), e posteriormente foram conferidas as razões de equivalência ar/combustível conforme cada ponto de operação definido para a simulação do motor.

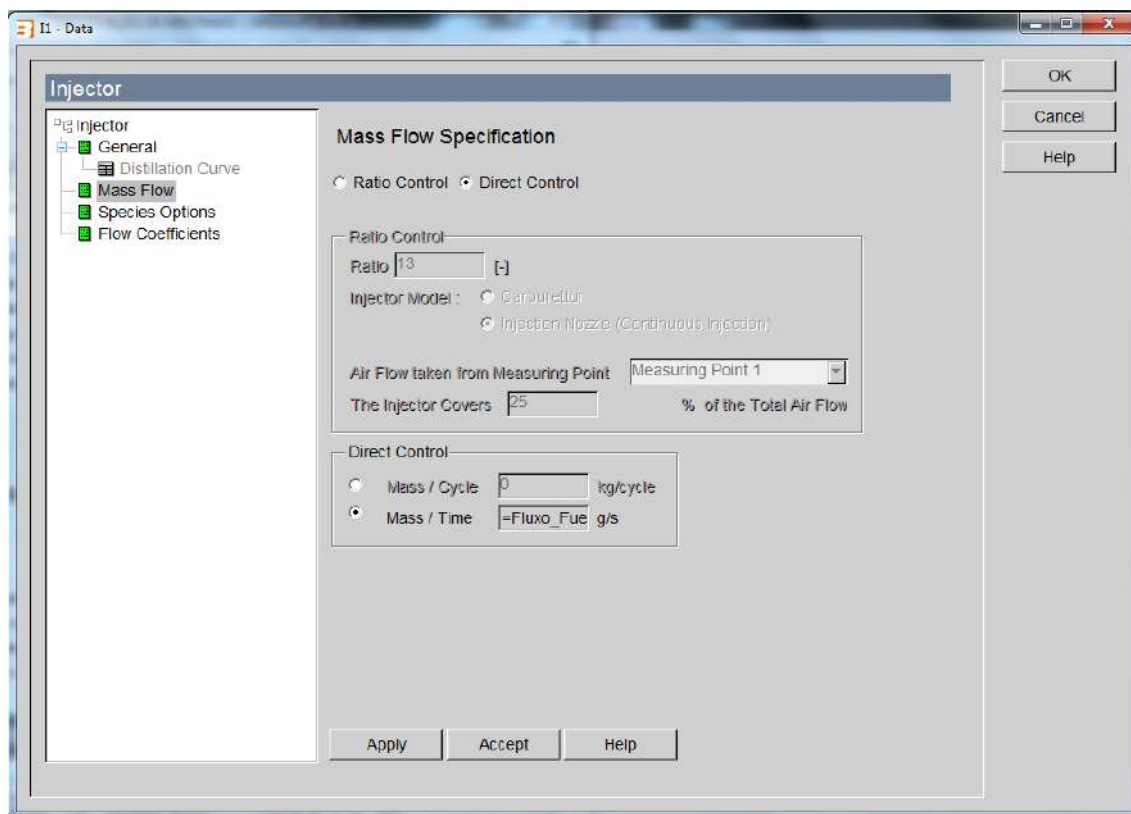


Figura 4.8 – Configurações dos injetores de combustível.

#### 4.1.4 Tubos e Plenums

Os tubos são utilizados no programa AVL Boost<sup>®</sup> como ligação entre os componentes do sistema, transportando os gases entre um componente e outro. Nas configurações gerais dos elementos tubo o programa requisita as especificações de comprimento, diâmetro, raio de curvatura, coeficiente de transferência de calor e de atrito de cada tubo do sistema. Levando em consideração os dados de pressão e temperaturas apresentados no trabalho de ALMEIDA (2013) tanto para admissão quanto para exaustão do motor, puderam-se definir as especificações de cada tubo do sistema com valores aproximados aos reais.

Os elementos de *plenum* foram utilizados nesta simulação computacional com a finalidade de representar concentrações de fluxo, como o coletor de admissão, ou partes da tubulação com grande diâmetro, neste caso o silencioso do escapamento. No programa AVL Boost<sup>®</sup> o *plenum* é um elemento onde as diferenças de pressão e temperaturas são desprezadas no seu interior. O *plenum* também pode ser configurado para realizar troca de calor pelas paredes com o ambiente, porém nesta simulação essas trocas térmicas dos *plenums* foram desprezadas.

#### 4.1.5 Fronteiras do Sistema

As fronteiras do sistema representam os dados do meio externo, antes do sistema de admissão e depois do sistema de escape, e são configuradas com as condições gerais de fronteiras, pressão e temperatura dos gases e se há presença de vapor de combustível e/ou produtos da combustão. Através dos dados de operação de ALMEIDA (2013) foram configuradas as fronteiras do sistema para 1 bar de pressão e 26°C de temperatura, sem a presença de produtos da combustão ou vapor de combustível. A Figura 4.9 apresenta a tela de configuração da fronteira do sistema.

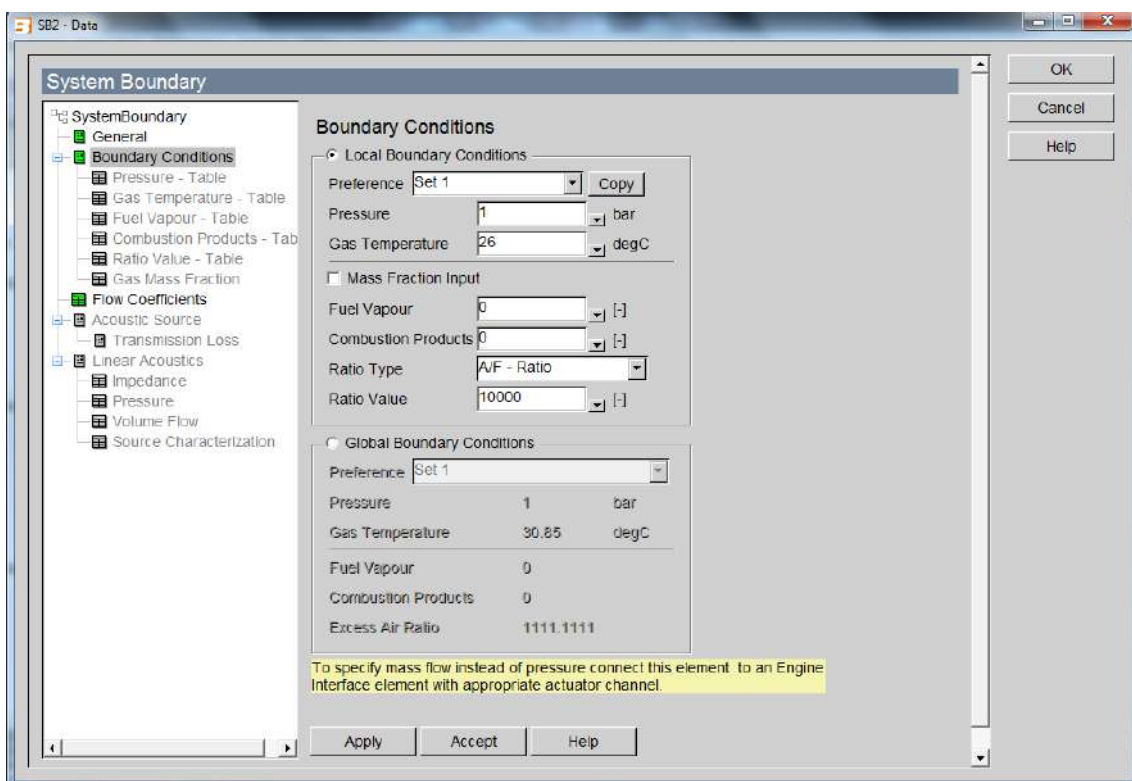


Figura 4.9 – Configuração da fronteira do sistema.

No componente fronteira do sistema é possível configurar o fluxo de gás que entra ou sai do sistema. Para este trabalho foi considerado que na fronteira de admissão há somente entrada de gases, impedindo a recirculação de gases do sistema, para o escape foi considerado apenas gases saindo do sistema.

#### **4.1.6 Pontos de Medição**

Os pontos de medição são utilizados para obter as informações dos gases no interior dos tubos do sistema de admissão e escape do motor. Quando se define o local específico do tubo em que se deseja as informações dos gases no programa de simulação, esses valores são plotados nos resultados da simulação. Tendo posse dessas informações disponibilizadas pelo programa - que são: pressão, temperatura, velocidade e fluxo de massa dos gases - foi possível acompanhar e ajustar os dados de vazão e pressão dos tubos conforme o ensaio experimental de ALMEIDA (2013).

Para configurar o ponto de medição é necessário primeiramente posicionar os pontos no fluxograma esquemático do motor, apresentado na Figura 4.1, depois definir a localização do ponto com a distância a partir da entrada do tubo, ainda é possível definir o tipo de resultados gerado pelo programa: padrão ou estendido. Sendo que o programa configurado para o tipo de resultados estendidos gera resultados relativos à composição dos gases, além dos outros resultados já citados acima. Na simulação efetuada neste trabalho o tipo de resultados foi configurado para padrão, na Figura 4.10 segue ilustrada a tela de configuração de um dos pontos de medição utilizados na simulação.

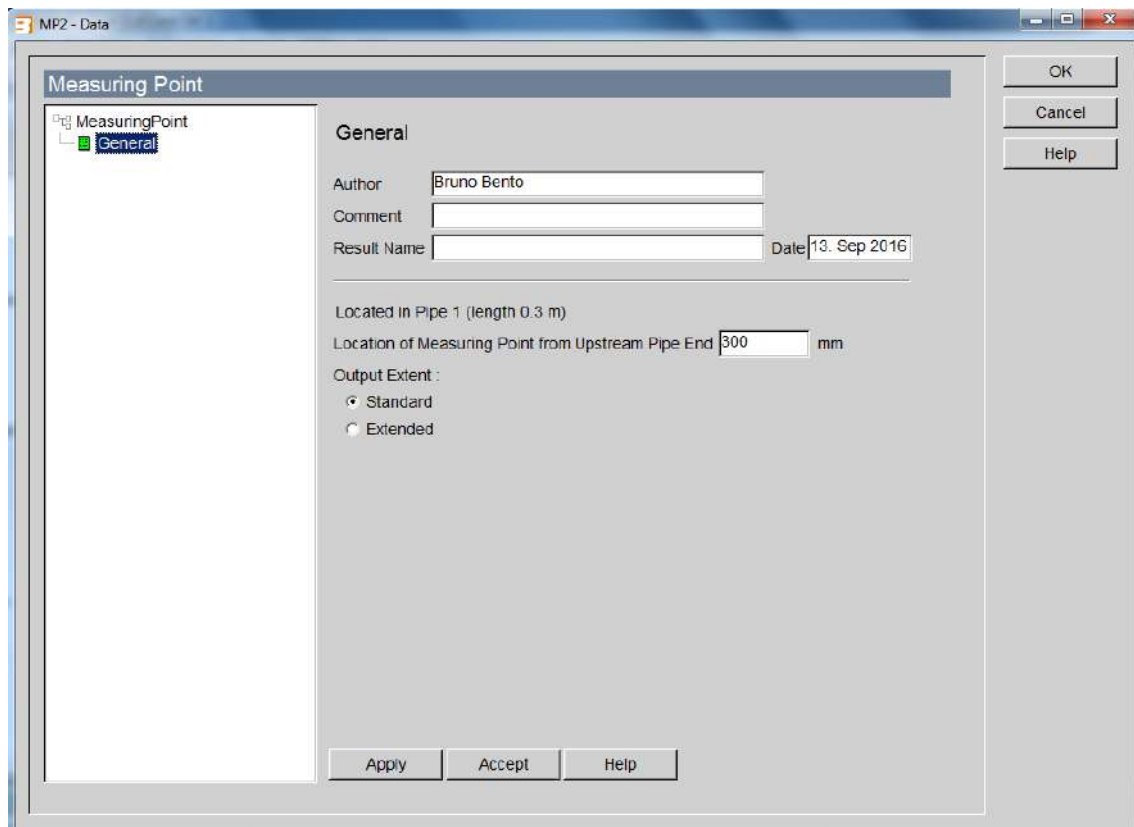


Figura 4.10 – Pontos de medições do sistema.

## 4.2 Dados do Motor Utilizado na Simulação

Como a simulação desenvolvida nesta pesquisa utilizou os dados experimentais da pesquisa de ALMEIDA (2013) as especificações do motor foram retiradas do seu trabalho: trata-se de um motor *Flex-Fuel* de 999 cm<sup>3</sup> de deslocamento volumétrico, quatro tempos com ignição por centelha e 4 cilindros em linha e comando de válvulas por um único eixo como ilustrado pela Figura 4.11. Os dados técnicos do motor são apresentados pela Tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Dados técnicos do motor utilizado. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

PARÂMETRO	VALOR
Número de cilindros	4
Diâmetro (mm) × curso (mm)	70,00 × 64,90
Deslocamento (cm <sup>3</sup> )	999,056
Razão de compressão	12,15:1
Torque máximo @ 3850 rev/min (N.m)	97,12 (etanol) 93,20 (gasolina)
Potência máxima @ 5500 rev/min (kW)	55,93 (etanol) 54,44 (gasolina)



Figura 4.11 – Ilustração do motor utilizado nos ensaios. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

### 4.3 Ajuste do Modelo de Combustão

O ajuste da equação de Wiebe de Duas Zonas, utilizada no modelo de combustão deste trabalho, se fez de forma empírica, com a escolha de valores para os parâmetros de fator de forma  $m$  e do fator de eficiência da combustão  $a$  da equação de Wiebe, de modo que a curva da pressão interna do cilindro simulada tenha um perfil de curva semelhante à curva experimental e valores próximos para a pressão máxima. Este método de ajuste da equação de Wiebe de Duas Zonas também foi empregado por ALMEIDA (2012), MELO (2012), BUENO (2016), REYES (2016) e ROCHA (2016).

O parâmetro  $a$  da equação de Wiebe, definido como eficiência da combustão, relaciona o grau de conversão de energia do combustível no fim da combustão com a quantidade de energia total existente no combustível. Logo, é possível relacionar valores do parâmetro  $a$  em função da eficiência da conversão da energia do combustível utilizado ( $\eta_{conv}$ ) (ROCHA, 2016).

Nas referências bibliográficas encontram-se recomendações para modelagem de motores à combustão interna, o uso do valor de 6,908 para o parâmetro  $a$ , o que corresponderia a uma eficiência de conversão de energia do combustível de 99,9% (ALMEIDA, 2012, ROCHA, 2016, YELIANA, 2010). Seguem na Tabela 4.3 alguns valores do parâmetro  $a$  em relação à eficiência de conversão de energia do combustível:

Tabela 4.3 – Variação do parâmetro  $a$  da função de Wiebe. Fonte: (ROCHA, 2016)

$\eta_{conv}$	0,950	0,960	0,970	0,980	0,990	0,995	0,999
$a$	2,966	3,219	3,507	3,912	4,605	5,298	6,908

Em relação ao parâmetro  $m$ , o valor que se utiliza reflete diretamente na taxa de liberação de calor, sendo o calor liberado muito rápido no início e depois mais lento para valores baixos de  $m$  e um comportamento inverso para quando se utiliza valores altos para o parâmetro (ROCHA, 2016). O manual do programa AVL Boost<sup>®</sup> recomenda valores entre  $0,01 \leq m \leq 2,6$  (AVL, 2011b).

Os valores de início e duração da combustão foram retirados do trabalho de ALMEIDA (2013). Porém, alguns valores para duração de combustão tiveram que ser alterados para que a curva de pressão no interior do cilindro da simulação acompanhasse o mesmo perfil encontrado na curva experimental, isso acontece devido à

dificuldade que se tem para aferir experimentalmente a duração de combustão, visto a alta velocidade do processo e resíduos de combustíveis não queimados no fim do processo. A duração da combustão é influenciada pela massa de combustível a ser queimada, a velocidade da chama do combustível injetado, pressão de injeção, turbilhonamento do ar na câmara de combustão, entre outros aspectos. No trabalho de ALMEIDA (2013) foi definido o fim do processo de combustão para 90% da fração de combustível queimado.

Todos os valores utilizados para os parâmetros  $m$  e  $a$ , como também os valores de início e duração de combustão estão descritos no Apêndice I.

#### **4.4 Implementação e Execução da Simulação**

Após a montagem do fluxograma esquemático do motor e a definição dos dados de entrada de cada elemento da simulação no programa AVL Boost<sup>®</sup>, foram definidos os pontos de operação a serem simulados através dos dados de abastecimento de combustível e rotação do motor. A injeção de hidrogênio para a simulação teve sua vazão volumétrica fixada em 1,2 L/min, cerca de 0,87 g/min, de hidrogênio-oxigênio na fração molar de 2:1, conforme os ensaios experimentais efetuados por ALMEIDA (2013). A disponibilidade de hidrogênio produzido para os testes, produzido através de um sistema de eletrólise da água, limitou a vazão máxima, conforme valor da vazão fixa citado acima, o que representou em 1,14% do volume total de ar aspirado em 840 rpm e de 0,38% do volume total de ar aspirado para condição de 1400 rpm.

Os pontos de operação utilizados na simulação foram definidos, conforme os experimentos realizados por ALMEIDA (2013), para as rotações de 840 e 1400 rpm. Também foi analisado o motor operando com mistura de ar/combustível de estequiométrica e misturas pobre com as seguintes proporções:  $\lambda = 1,00$ ; 1,07; e 1,14. Na Tabela 4.4 são apresentados todos os pontos de operação adotados para a simulação computacional:



Tabela 4.4 – Pontos de operação simulados.

Combustível	Rotação (RPM)	Lambda		
		1,00	1,07	1,14
Gasolina	840	1,00	1,07	1,14
	1400	1,00	1,07	1,14
Gasolina + Hidrogênio	840	1,00	1,07	1,14
	1400	1,00	1,07	1,14
Etanol	840	1,00	1,07	1,14
	1400	1,00	1,07	1,14
Etanol + Hidrogênio	840	1,00	1,07	1,14
	1400	1,00	1,07	1,14

Também são apresentados os pontos de operação na Figura 4.12, através de um gráfico que indica os pontos utilizados na simulação. Esses pontos foram utilizados para os combustíveis etanol, gasolina, etanol-hidrogênio e gasolina-hidrogênio.

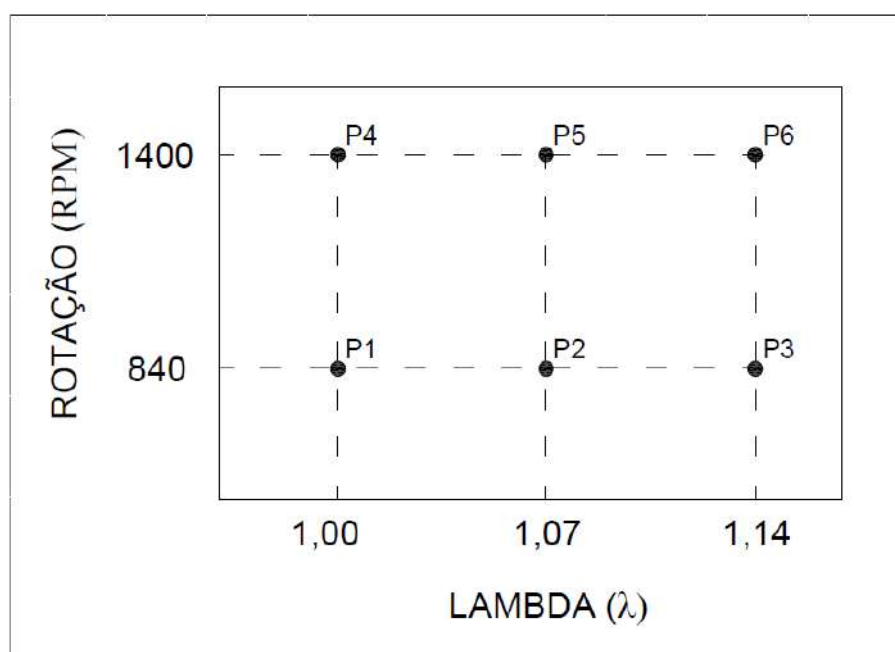


Figura 4.12 – Gráfico dos pontos de operação.

Na Figura 4.13 é apresentado o fluxograma da execução da simulação computacional desenvolvida neste trabalho. Onde, depois de munir o AVL Boost<sup>®</sup> com os dados do motor e do combustível para um determinado ponto de operação, o programa é executado gerando a curva de pressão interna do cilindro. Essa curva é comparada com a curva obtida de forma experimental para a mesma condição de operação. Caso a curva obtida na simulação represente sem discrepâncias a curva experimental, são obtidos pela simulação os parâmetros de desempenho do motor desejados. Caso a curva da simulação não esteja de acordo com a curva do experimento é necessário ajustar o modelo de combustão e executar novamente a simulação no AVL Boost<sup>®</sup>, este processo é repetido até que se consiga uma curva de pressão interna do cilindro que represente a curva experimental. Este procedimento foi adotado para todos os pontos de operação definidos acima.

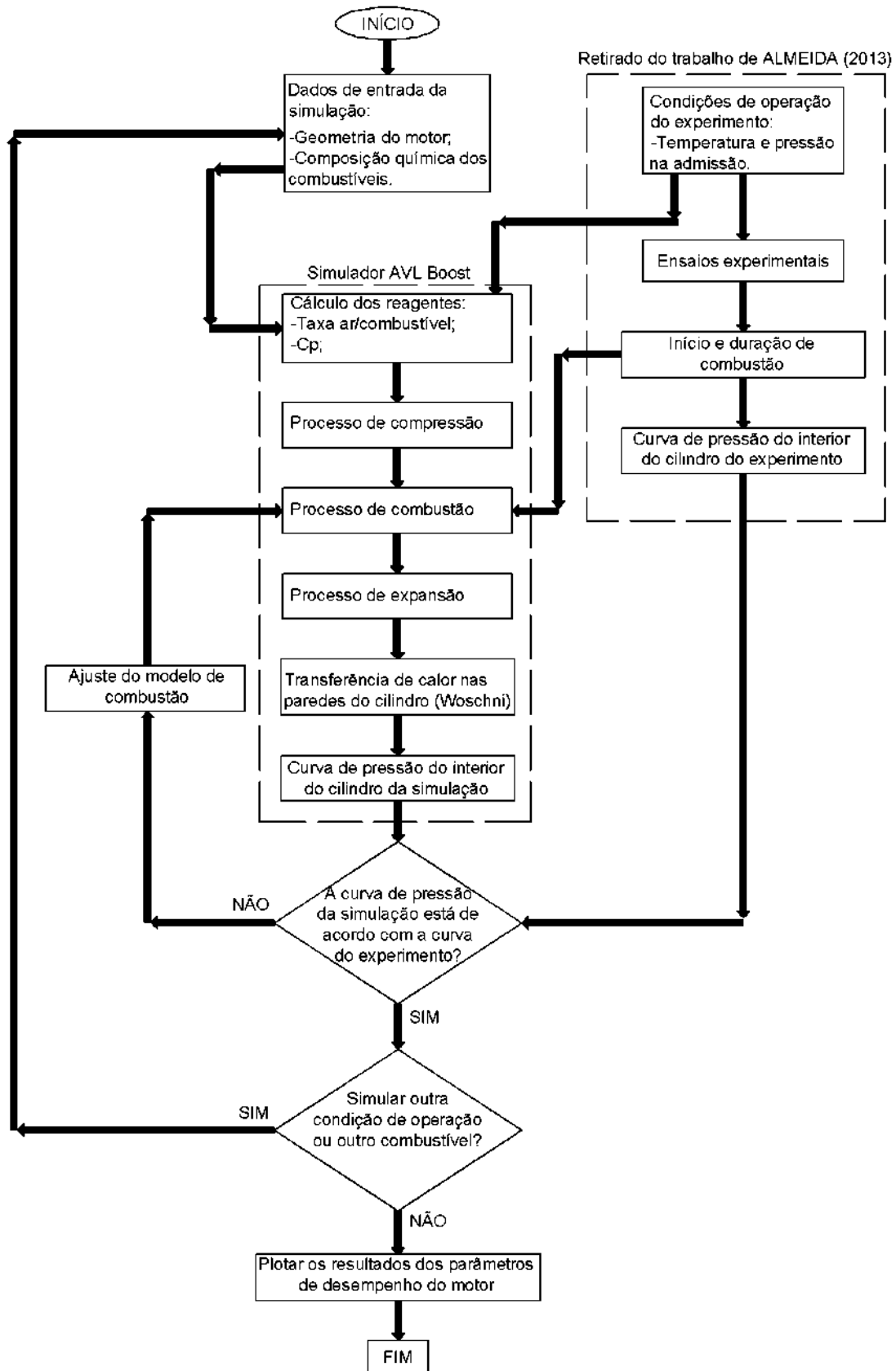


Figura 4.13 – Fluxograma de execução da simulação.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados das simulações e as comparações com os resultados experimentais. Os resultados dos parâmetros de desempenho do motor e as curvas de pressão no interior do cilindro obtidas de forma experimental foram retirados da dissertação de ALMEIDA (2013). No Anexo I são apresentadas as informações mais relevantes do experimento e a instrumentação utilizada nos ensaios.

### 5.1 Simulação do Motor a 840 rpm Operando com Gasolina e Hidrogênio

Para a simulação, inicialmente foi feito o ajuste da posição da borboleta de controle de fluxo de ar de admissão, estabelecida no modelo computacional desenvolvido, de forma a se obter a pressão da admissão e a eficiência volumétrica dos pontos de operação do motor conforme os valores dos ensaios experimentais. Na Tabela 5.1 são apresentados os valores dos ensaios experimentais (EXP.) e da simulação (SIM.) para os valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica de operação do motor.

Tabela 5.1 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para gasolina em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	$\lambda$	PRESSÃO NA ADMISSÃO (EXP.) (mbar)	PRESSÃO NA ADMISSÃO (SIM.) (mbar)	DIFERENÇA (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (EXP.) (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (SIM.) (%)	DIFERENÇA (%)
GASOLINA	1,00	375,0	346,5	-7,6	23,0	22,92	-0,3
GASOLINA	1,07	375,0	347,3	-7,4	23,0	23,00	0,0
GASOLINA	1,14	375,0	348,2	-7,1	23,0	23,18	0,8
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,00	375,0	390,6	4,2	23,0	23,12	0,5
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,07	375,0	390,7	4,2	23,0	23,12	0,5
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,14	375,0	390,7	4,2	23,0	23,12	0,5

Analisando a Tabela 5.1, verifica-se que a maior diferença encontrada foi de 7,6% para a pressão na admissão, e em relação à eficiência volumétrica do motor para estes pontos de operação, foram encontrados valores menores que 1% para a diferença percentual comparando os valores experimentais e simulados. Assim, a simulação se

mostra coerente com experimento realizado, garantindo valores para a massa de ar dentro do cilindro na simulação muito próximos aos valores aferidos no experimento.

Também é possível verificar, na Tabela 5.1, que não houve alteração para a pressão na admissão e eficiência volumétrica com a adição de hidrogênio no coletor de admissão durante a operação do motor no experimento, e uma variação mínima para a simulação em relação à eficiência volumétrica do sistema, menor que 1%. Isso ocorre devido à quantidade de hidrogênio aplicado na admissão do motor ser pouco representativo, de 1,2 L/min, quando comparado com a vazão total do sistema que é de 94,2 L/min, para o ponto de operação do motor com mistura estequiométrica. Assim, a aplicação de hidrogênio na admissão representou 1,27% da vazão total do sistema para este ponto de operação simulado.

O número de interações necessárias para a convergência dos resultados no programa AVL Boost<sup>®</sup> é definido pelo número de ciclos do motor, onde é possível notar variações dos resultados em função do número de ciclos, embora todos os dados de entrada permaneçam constantes. Após um determinado número de ciclos é possível verificar que a diferença entre as interações se tornam pequenas para valores dos resultados apresentados na simulação, como pode ser visto na Figura 5.1, assim, convergindo para valores que se aproximam da solução exata (AVL, 2011a, ROCHA, 2016).

Adotando uma precisão de  $\varepsilon = 10^{-3}$  como diferença máxima entre interações, o critério de convergência utilizado foi empregado em função do IMEP. No gráfico de IMEP versus número de ciclo apresentado pela Figura 5.1, executado na simulação para o motor operando com gasolina em 840 rpm com mistura empobrecida em 14%, pode-se verificar graficamente que a partir de 60 ciclos o resultado para o valor do IMEP se estabiliza, com variações mínimas, abaixo do critério de convergência adotado.

Todas as simulações executadas com o AVL Boost<sup>®</sup> nesta pesquisa convergiram com números menores que 60 ciclos do motor.

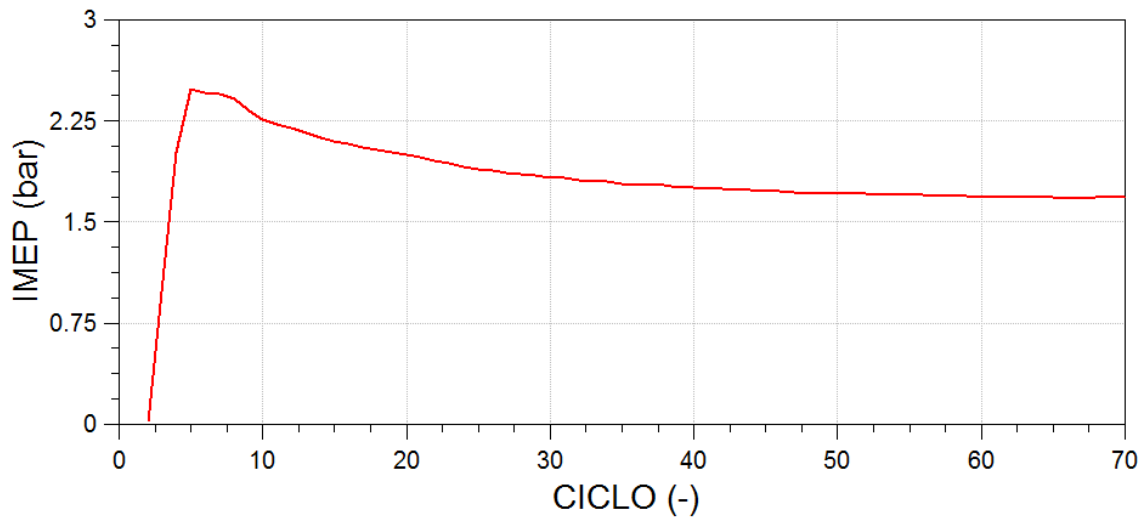


Figura 5.1 – Gráfico de IMEP versus número de ciclos.

Analisando um gráfico para o valor da pressão máxima no cilindro em relação ao número de ciclos do motor, para o mesmo ponto de operação relatado, Figura 5.2, pode-se verificar que para números maiores que 60 ciclos não há alterações significativas para o resultado da pressão máxima no cilindro, ratificando o critério de convergência utilizado.

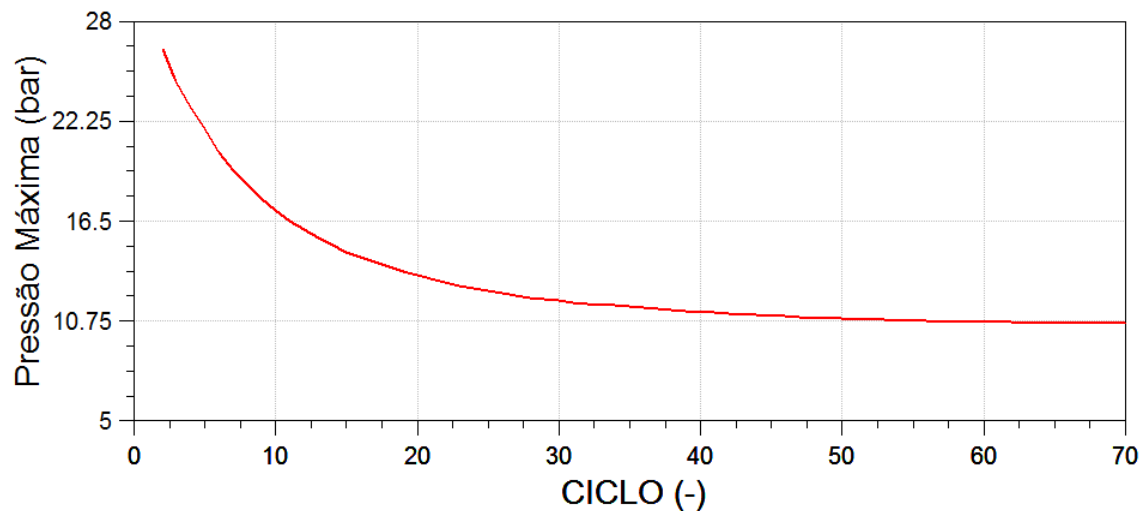


Figura 5.2 – Gráfico de pressão máxima no cilindro versus número de ciclos.

A Figura 5.3 apresenta a comparação das curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas do experimento com a simulação computacional realizada no AVL Boost<sup>®</sup>, para os pontos de operação de lambda 1,00; 1,07 e 1,14 com o motor operando somente com gasolina na rotação de 840 rpm. A Figura 5.4 apresenta as mesmas condições de operação para o motor abastecido com gasolina e adição de hidrogênio.

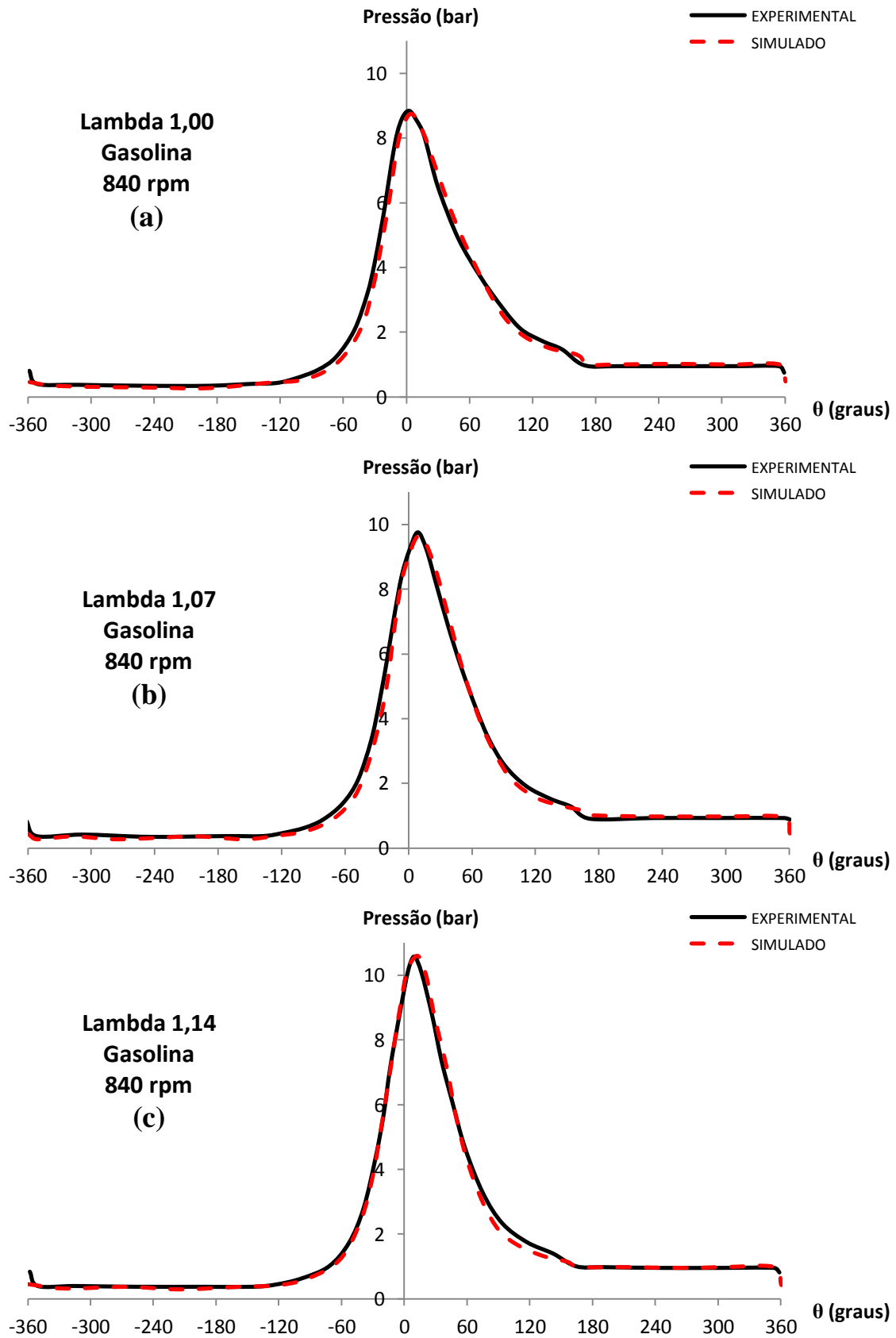


Figura 5.3 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina a 840 rpm.



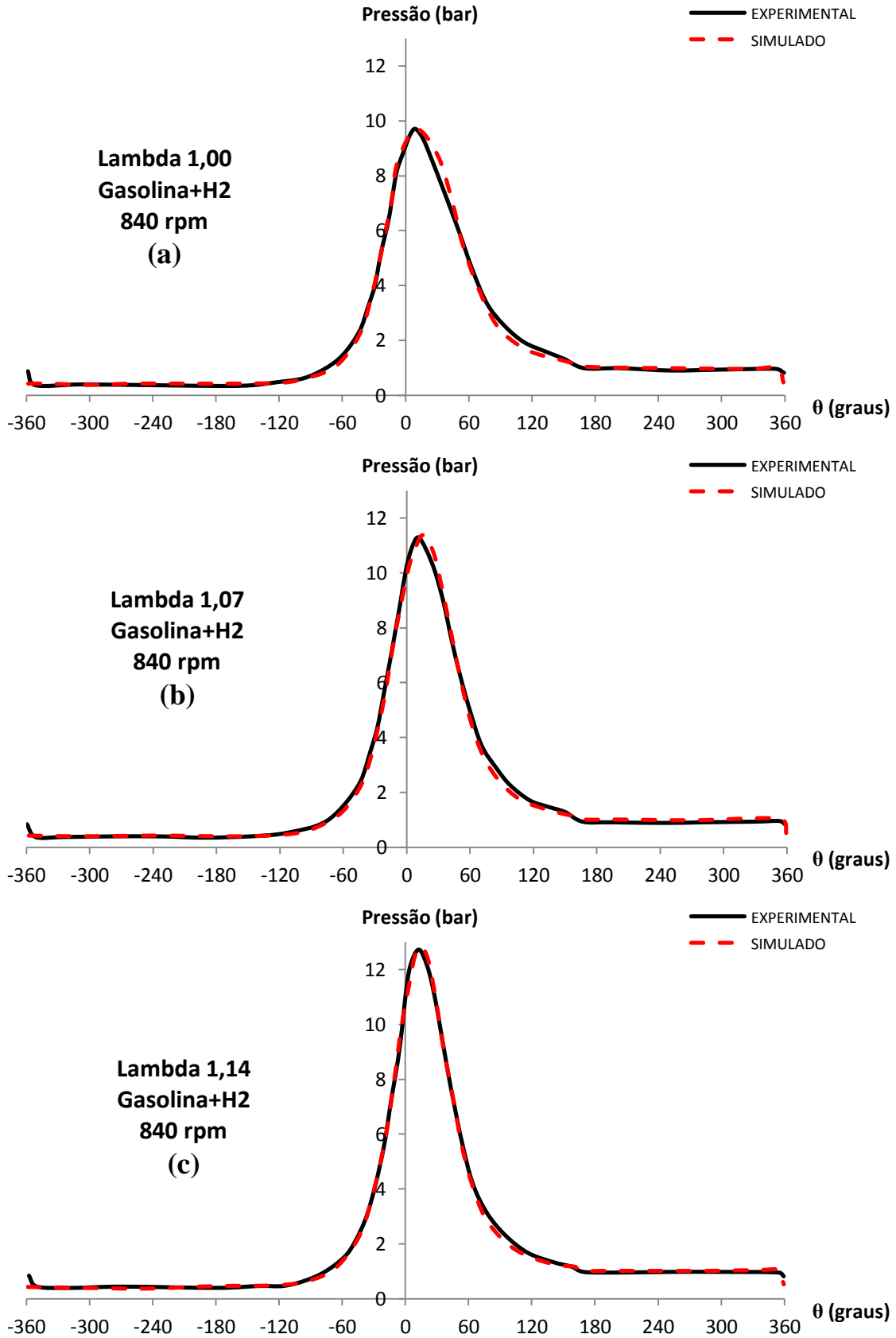


Figura 5.4 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina e Hidrogênio a 840 rpm.

Verifica-se, através da Figura 5.3, que a simulação numérica foi capaz de prever as curvas de pressão versus ângulo de manivelas transcrevendo o acontecido no experimento, com diferenças de -1,02%; -1,02% e 0,19% respectivamente, para  $\lambda$  1,00; 1,07 e 1,14 em relação aos valores de pressão máxima no cilindro. Observa-se, também na Figura 5.3, que a maior diferença entre a curva simulada e experimental, para  $\lambda$  1,00 e  $\lambda$  1,07, item (a) e item (b) respectivamente, ocorrem no início da combustão. Enquanto para a curva de  $\lambda$  1,14, ilustrada no item (c), a maior diferença observada acontece logo após o pico de pressão máxima e no final do processo de expansão.

Em relação ao motor operando com gasolina e adição de hidrogênio na rotação de 840 rpm, as curvas de pressão versus ângulo de manivelas, apresentadas na Figura 5.4, também apresentam um comportamento similar ao concebido de forma experimental, apresentando diferenças em relação aos valores de pressão máxima no cilindro de -0,10%; 0,71% e 0,79% para as curvas do item (a), (b) e (c) respectivamente da Figura 5.4. As curvas resultantes da simulação se mostraram com a mesma tendência para todas as variações de  $\lambda$ , onde uma pequena diferença é notada após a pressão máxima no cilindro e também no fim do processo de expansão.

A simulação executada para o motor operando com 840 rpm, em relação à pressão média indicada (IMEP), apresentou valores coerentes com diferença percentual máxima de 5,47% para o motor operando somente com gasolina e  $\lambda$  de 1,00 e uma diferença percentual máximo de -1,02% em relação à pressão máxima no cilindro tanto para o ponto de operação do motor com gasolina em  $\lambda$  1,00 quanto para  $\lambda$  de 1,07. Todos os resultados, encontrados na simulação computacional executada no programa AVL Boost<sup>®</sup> para o motor operando em 840 rpm abastecido com gasolina e hidrogênio, são apresentados na Tabela 5.2, para os valores de IMEP e pressão máxima no cilindro comparados com os valores obtidos de forma experimental e suas respectivas diferenças percentuais.

Tabela 5.2 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para gasolina em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	$\lambda$	IMEP (EXP.) [bar]	IMEP (SIM.) [bar]	DIFERENÇA IMEP (%)	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (EXP.) [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (SIM.) [bar]	DIFERENÇA PMC (%)
GASOLINA	840	1,00	1,470	1,5504	5,47	8,84	8,75	-1,02
GASOLINA	840	1,07	1,650	1,6849	2,12	9,76	9,66	-1,02
GASOLINA	840	1,14	1,610	1,6781	4,23	10,58	10,60	0,19
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,00	1,820	1,8575	2,06	9,71	9,70	-0,10
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,07	1,980	1,9656	-0,73	11,30	11,38	0,71
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,14	2,000	2,0165	0,83	12,73	12,83	0,79

Para definir a influência dos parâmetros de ajuste da função de Wiebe,  $a$  e  $m$ , para os resultados de desempenho do motor da simulação computacional, foi utilizado o coeficiente de sensibilidade, apresentado no trabalho de MELO (2012).

O coeficiente de sensibilidade é definido, no trabalho de MELO (2012), como a razão entre a variação do parâmetro de saída e a variação do parâmetro de entrada. Neste trabalho foram feitas várias simulações modificando-se o parâmetro de entrada para o ajuste da função de Wiebe em  $\pm 2\%$  e foram calculados os coeficientes de sensibilidade normalizados ( $SN$ ) dos parâmetros de saída. Esta análise foi executada para a simulação do motor operando com gasolina e gasolina com adição de hidrogênio para a rotação de 840 rpm.

$$SN = [\Delta Pr_{saída}/Pr_{saída}]/[\Delta Pr_{entrada}/Pr_{entrada}] \quad (5.1)$$

Quanto maior o valor do resultado da equação 5.1, significa que a variável de entrada exerce uma maior influência na variável de saída. Para a equação 5.1,  $Pr_{saída}$  é o valor do parâmetro de saída, enquanto  $Pr_{entrada}$  representa o valor para o parâmetro de entrada,  $\Delta Pr_{saída}$  representa a variação do parâmetro de saída e  $\Delta Pr_{entrada}$  a diferença de +2% ou -2% do parâmetro de entrada.

Na Tabela 5.3 são apresentados os valores encontrados para os coeficientes de sensibilidade normalizados, para as simulações do motor em 840 rpm operando com gasolina e adição de hidrogênio.

Tabela 5.3 – Valores para os coeficientes de sensibilidade normalizados da simulação computacional do motor operando com gasolina em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	$\lambda$	PRESSÃO MÁXIMA NO CILINDRO				IMEP			
		$a$ (+2%)	$a$ (-2%)	$m$ (+2%)	$m$ (-2%)	$a$ (+2%)	$a$ (-2%)	$m$ (+2%)	$m$ (-2%)
GASOLINA	1,00	0,06	0,06	-0,11	-0,11	0,38	0,40	-0,40	-0,02
GASOLINA	1,07	0,21	0,16	-0,36	-0,42	0,24	0,17	-0,14	-0,18
GASOLINA	1,14	-0,65	1,17	-1,45	0,33	-0,43	0,71	-0,64	0,45
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,00	0,26	0,26	-0,57	-0,62	0,14	0,17	-0,17	-0,16
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,07	0,35	0,35	-0,62	-0,66	0,08	0,09	-0,07	-0,08
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,14	0,35	0,35	-0,63	-0,63	0,04	0,08	-0,01	0,00

Analisando os valores adimensionais apresentados na Tabela 5.3, é possível verificar que o parâmetro de entrada que teve a maior influência para o parâmetro de saída foi à variação de  $m$  em +2%, onde o coeficiente de sensibilidade normalizado encontrado foi de -1,45 em relação à pressão máxima no cilindro para o motor operando com gasolina em lambda de 1,14. O ponto de operação que apresentou maior sensibilidade em relação aos parâmetros de entrada da simulação foi para o motor operando com gasolina e lambda de 1,14.

## 5.2 Simulação do Motor a 1400 rpm Operando com Gasolina e Hidrogênio

Para os pontos de operação do motor a uma rotação de 1400 rpm operando com gasolina e hidrogênio, o ajuste da posição da borboleta de controle de fluxo de ar de admissão, estabelecida no modelo computacional desenvolvido, conseguiu representar os valores aferidos nos ensaios experimentais, onde a maior diferença para a pressão na admissão foi de 1,4% para o ponto de operação de lambda de 1,14 operando com gasolina e também para lambda de 1,00 operando com gasolina e adição de hidrogênio. Em relação à eficiência volumétrica a maior diferença percentual entre o valor da simulação e o valor experimental foi de 1,4% para o ponto de operação de lambda 1,14 operando com gasolina. Na Tabela 5.4 são apresentados todos os valores dos ensaios experimentais (EXP.) e da simulação (SIM.) para a pressão na admissão e

eficiência volumétrica do motor para a rotação de 1400 rpm abastecido com gasolina e hidrogênio.

Para a rotação de 1400 rpm, como o ocorrido na rotação de 840 rpm descrita no tópico anterior, a adição de hidrogênio na admissão não resultou em alterações significativas para a pressão na admissão e eficiência volumétrica do motor durante os ensaios experimentais, houve apenas uma pequena variação de 0,8% da pressão na admissão para o ponto de operação de lambda 1,14 quando adicionado o hidrogênio. O hidrogênio adicionado ao sistema representou 0,38% da vazão total de ar admitida no motor durante sua operação que foi de 318,1 L/min de ar.

Tabela 5.4 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para gasolina em 1400 rpm.

COMBUSTÍVEL	$\lambda$	PRESSÃO NA ADMISSÃO (EXP.) (mbar)	PRESSÃO NA ADMISSÃO (SIM.) (mbar)	DIFERENÇA (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (EXP.) (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (SIM.) (%)	DIFERENÇA (%)
GASOLINA	1,00	610,0	614,3	0,7	45,0	45,16	0,4
GASOLINA	1,07	610,0	613,9	0,6	45,0	45,40	0,9
GASOLINA	1,14	605,0	613,6	1,4	45,0	45,65	1,4
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,00	610,0	618,5	1,4	45,0	45,45	1,0
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,07	610,0	617,6	1,2	45,0	45,48	1,1
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1,14	610,0	613,8	0,6	45,0	45,46	1,0

As curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas resultantes da simulação comparadas com obtidas nos experimentos, são apresentadas na Figura 5.5, para os pontos de operação de lambda 1,00; 1,07 e 1,14 com o motor operando com gasolina na rotação de 1400 rpm. Esta comparação entre as curvas da simulação e dos experimentos também são apresentadas, porém na Figura 5.6, para o motor operando com gasolina e adição de hidrogênio, para os mesmos lambdas descritos anteriormente para a rotação de 1400 rpm.

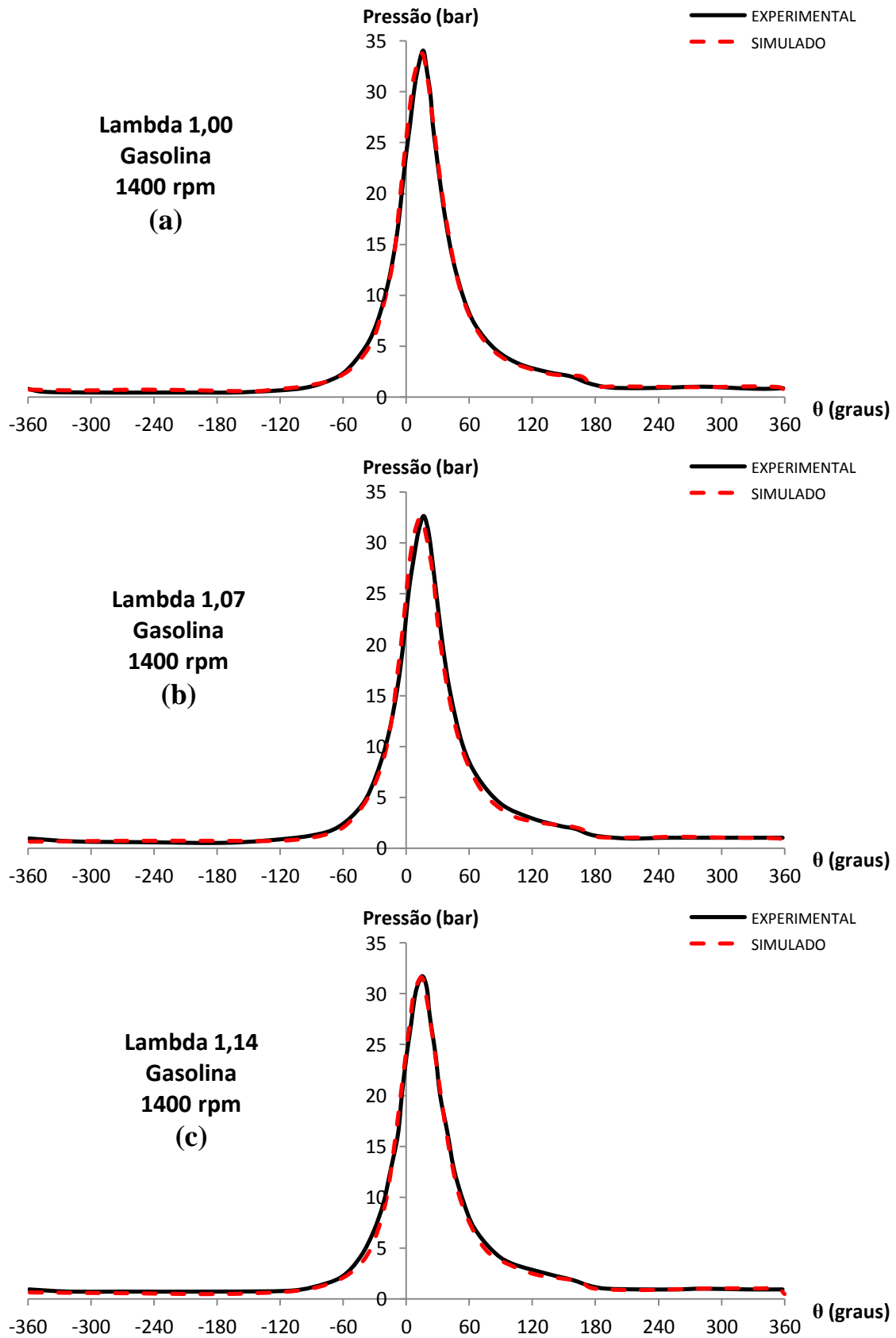


Figura 5.5 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina a 1400 rpm.

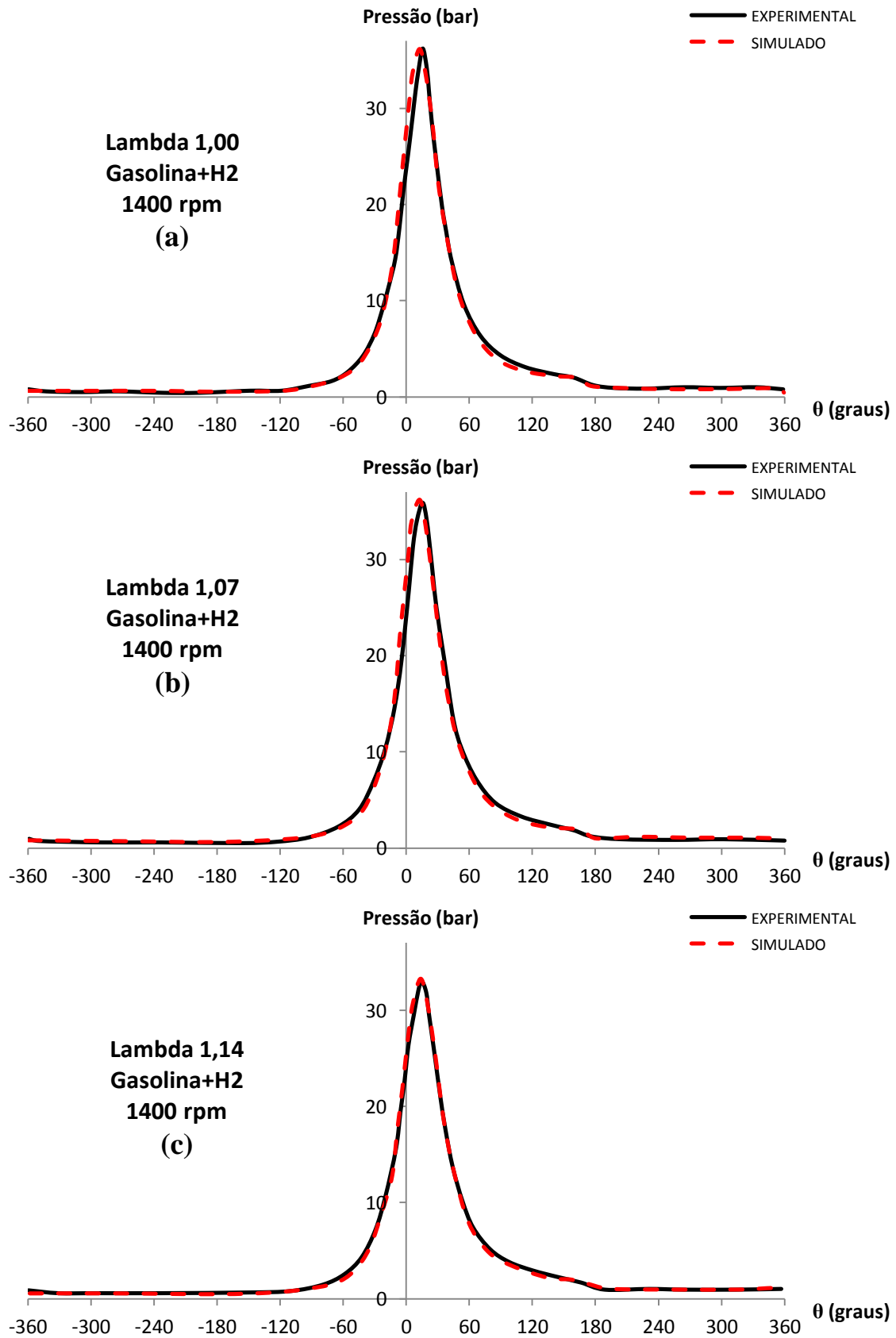


Figura 5.6 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Gasolina e Hidrogênio a 1400 rpm.

As curvas obtidas pela simulação computacional apresentaram aproximações adequadas quando comparadas com as curvas experimentais dos ensaios, como mostrado na Figura 5.5, para o motor operando com gasolina em 1400 rpm. Uma observação a ser realizada sobre as curvas simuladas fica no item (b), da Figura 5.5, que apresenta as curvas para o ponto de operação para  $\lambda$  1,07, onde se nota que o pico de pressão da simulação acontece um pouco antes daquele observado no ensaio experimental, aproximadamente 3 graus. Comparando os picos de pressões entre o experimento e simulação encontram-se as seguintes diferenças: -0,79%; -0,43% e -0,32%, para  $\lambda$  1,00; 1,07 e 1,14 respectivamente.

Na Figura 5.6 foram apresentadas as curvas experimentais e simuladas para o motor em 1400 rpm operando com gasolina e adição de hidrogênio. Seguindo um perfil similar ao apresentado pelo experimento às curvas simuladas. As curvas ilustradas nos itens (a) e (b) apresentam uma pequena diferença com a curva experimental para o início do processo de combustão, com pressões elevando-se um pouco antes do que observado no experimento. A provável causa para o acontecido pode estar associada a uma maior liberação de calor no início da combustão para a simulação. As diferenças obtidas da comparação da pressão máxima do cilindro para a simulação com o experimento foram de -0,14% para o item (a); 0,86% para o item (b) e 0,79% para o item (c) da Figura 5.6.

Tabela 5.5 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para gasolina em 1400 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	$\lambda$	IMEP (EXP.) [bar]	IMEP (SIM.) [bar]	DIFERENÇA IMEP (%)	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (EXP.) [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (SIM.) [bar]	DIFERENÇA PMC (%)
GASOLINA	1400	1,00	5,390	5,3317	-1,08	34,06	33,79	-0,79
GASOLINA	1400	1,07	5,270	5,0735	-3,73	32,66	32,52	-0,43
GASOLINA	1400	1,14	4,940	4,8222	-2,38	31,73	31,63	-0,32
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,00	5,410	5,2620	-2,74	36,22	36,17	-0,14
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,07	5,260	5,2902	0,57	35,91	36,22	0,86
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,14	5,010	5,0931	1,66	33,01	33,27	0,79



Na Tabela 5.5 são apresentados os resultados obtidos na simulação do motor operando somente com gasolina e também com adição de hidrogênio, ambos na rotação de 1400 rpm, além dos comparativos com os valores obtidos experimentalmente. A maior diferença encontrada para o IMEP foi de -3,73% para a simulação de lambda 1,07 operando com gasolina, em relação à pressão máxima no cilindro a maior diferença apresentada foi de 0,86% para o motor operando com gasolina e hidrogênio em lambda 1,07.

### 5.3 Simulação do Motor a 840 rpm Operando com Etanol e Hidrogênio

O parâmetro de verificação da quantidade ar dentro do cilindro para o processo de combustão entre a simulação e o experimento utilizado, que foi a eficiência volumétrica, apresentou uma diferença percentual máxima de 1,3% para os pontos de operação simulados para o motor operando com etanol e hidrogênio na rotação de 840 rpm, ratificando assim a fidelidade da simulação perante os ensaios experimentais. Em relação à pressão na admissão a maior diferença percentual encontrado foi de 8,2%, para o motor operando com etanol e adição de hidrogênio para lambda de 1,00. Na Tabela 5.6 são apresentados os valores dos ensaios experimentais (EXP.) e da simulação (SIM.) para a pressão na admissão e eficiência volumétrica do motor para a rotação de 840 rpm abastecido com etanol e etanol com adição de hidrogênio.

Tabela 5.6 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para etanol em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	$\lambda$	PRESSÃO NA ADMISSÃO (EXP.) (mbar)	PRESSÃO NA ADMISSÃO (SIM.) (mbar)	DIFERENÇA (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (EXP.) (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (SIM.) (%)	DIFERENÇA (%)
ETANOL	1,00	375,0	362,3	-3,4	23,0	22,99	0,0
ETANOL	1,07	375,0	361,6	-3,6	23,0	23,09	0,4
ETANOL	1,14	375,0	362,2	-3,4	23,0	23,29	1,3
ETANOL + HIDROGÊNIO	1,00	375,0	405,9	8,2	23,0	23,23	1,0
ETANOL + HIDROGÊNIO	1,07	380,0	404,2	6,4	23,0	23,22	1,0
ETANOL + HIDROGÊNIO	1,14	380,0	404,3	6,4	23,0	23,24	1,0

Quando adicionado o hidrogênio na admissão do motor na rotação de 840 rpm abastecido com etanol a eficiência volumétrica não foram observadas alterações, como se pode verificar na Tabela 5.6, para os valores dos ensaios experimentais. Quanto à pressão no coletor de admissão houve variação de 1,3% da pressão para o motor operando com  $\lambda$  de 1,07 e  $\lambda$  de 1,14.

A partir da simulação executada, utilizando o programa AVL Boost, foram geradas as curvas de pressão versus ângulo do eixo de manivelas, que são apresentadas na Figura 5.7 acompanhadas do comparativo com as curvas experimentais, para a operação do motor em 840 rpm abastecido com etanol. Em seguida na Figura 5.8, são apresentadas as curvas simuladas e experimentais para o motor operando em 840 rpm com etanol e adição de hidrogênio.

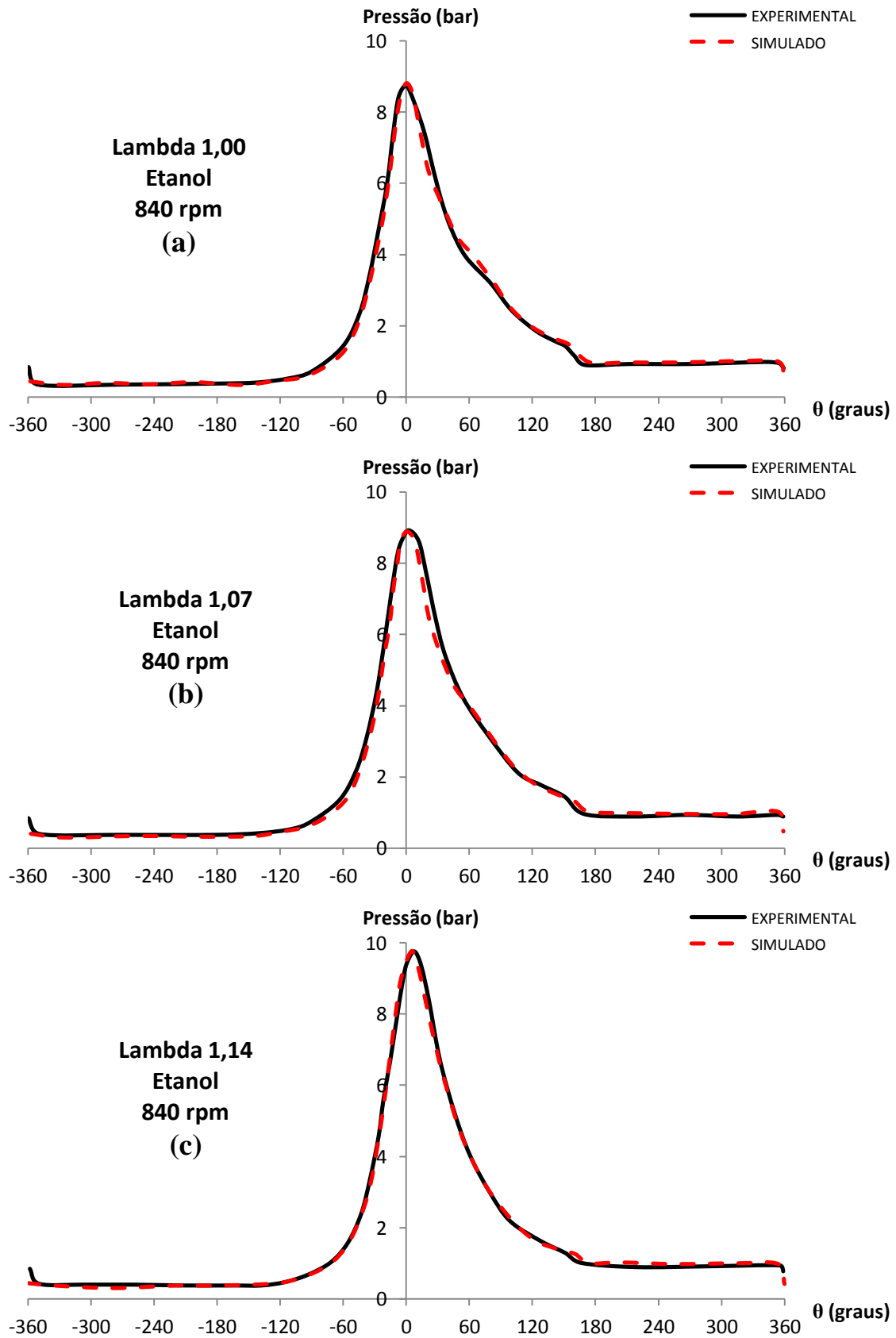


Figura 5.7 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol a 840 rpm.

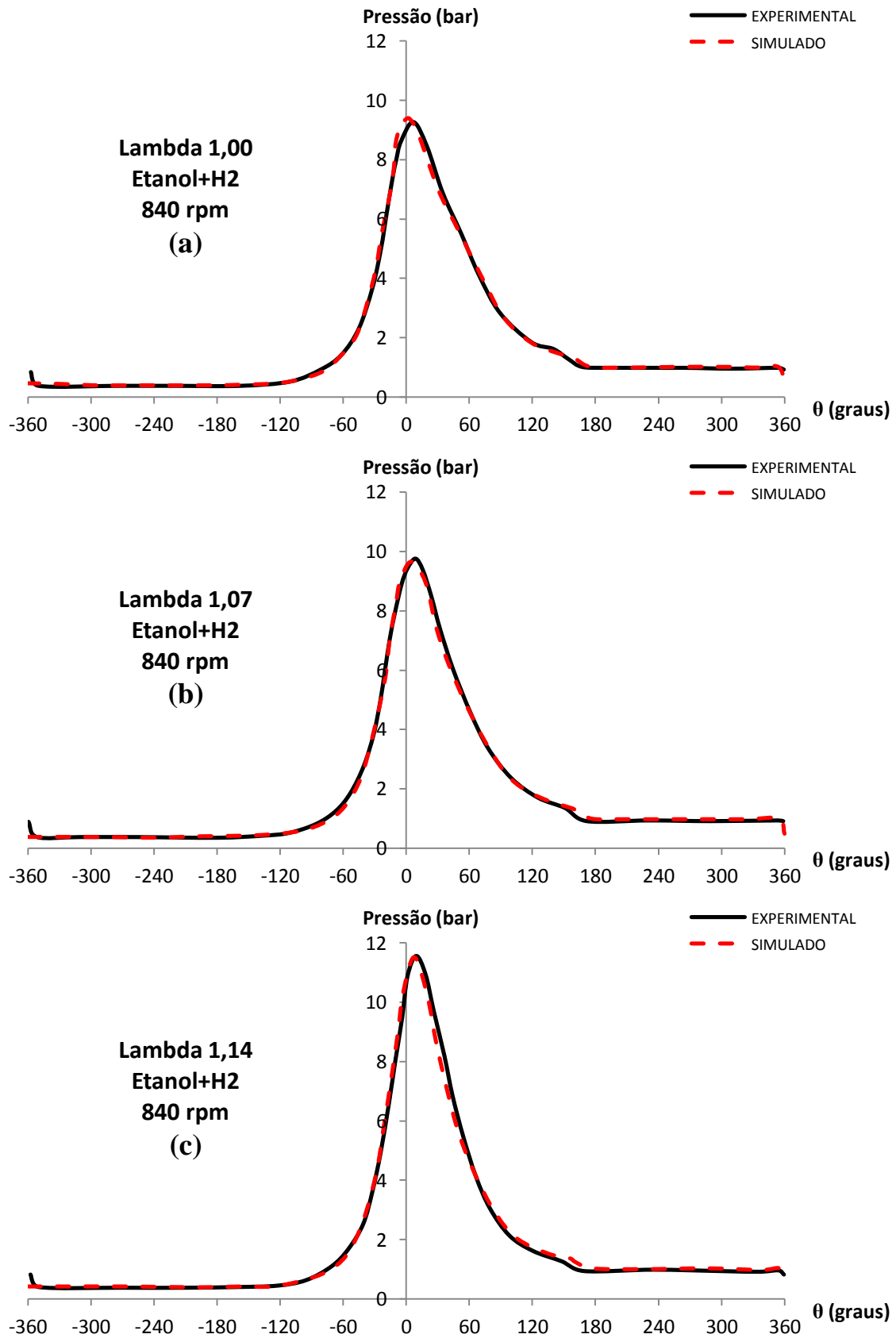


Figura 5.8 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol e Hidrogênio a 840 rpm.

Analisando as curvas simuladas e as curvas experimentais para o motor operando com etanol em 840 rpm, ilustradas na Figura 5.7, verifica-se que as curvas simuladas acompanham o perfil descrito no experimento para a pressão no interior do cilindro com valores muito próximos, analisando a diferença percentual no ponto de pressão máxima no cilindro encontram os valores de 0,92%, -0,34% e 0,10% para as curvas de lambda 1,00; 1,07 e 1,14 respectivamente.

Na Figura 5.8 pode-se comparar as curvas simuladas e experimentais graficamente para quando se adiciona hidrogênio em conjunto ao combustível etanol na rotação de 840 rpm. Pode ser observado que no item (a) da Figura 5.8, que a maior diferença entre as curvas ocorre próximo ao pico de pressão máxima no cilindro. Porém, o perfil das curvas para todos os lambdas, item (a), (b) e (c), tem uma aproximação coerente para com as curvas experimentais. As diferenças percentuais encontradas para o pico de pressão para os pontos de operação do motor abastecido de etanol com adição de hidrogênio na rotação de 840 rpm foram de 1,40% para lambda 1,00; -1,02% para lambda 1,07 e -0,35% para lambda de 1,14.

Comparando os valores do IMEP obtidos na simulação com o programa AVL Boost® e os valores dos ensaios experimentais, listados na Tabela 5.7, verificamos que a maior diferença percentual encontrado para a simulação foi de 4,08% para o ponto de operação com lambda de 1,00 abastecido com etanol. Para a pressão máxima no cilindro a maior diferença percentual foi de 1,4% para o ponto de operação de etanol mais hidrogênio e lambda de 1,00.

Tabela 5.7 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para etanol em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	$\lambda$	IMEP (EXP.) [bar]	IMEP (SIM.) [bar]	DIFERENÇA IMEP (%)	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (EXP.) [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (SIM.) [bar]	DIFERENÇA PMC (%)
ETANOL	840	1,00	1,260	1,3114	4,08	8,74	8,82	0,92
ETANOL	840	1,07	1,310	1,3154	0,41	8,93	8,90	-0,34
ETANOL	840	1,14	1,390	1,4041	1,01	9,76	9,77	0,10
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,00	1,700	1,6963	-0,22	9,27	9,40	1,40
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,07	1,680	1,6757	-0,26	9,76	9,66	-1,02
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,14	1,780	1,8306	2,84	11,56	11,52	-0,35

#### 5.4 Simulação do Motor a 1400 rpm Operando com Etanol e Hidrogênio

Os valores encontrados para a pressão na admissão e eficiência volumétrica do motor, apresentados na Tabela 5.8, demonstram que a simulação se manteve com valores próximos aos auferidos pelos ensaios experimentais, onde a maior diferença percentual encontrado foi de 5,5% para a pressão na admissão e de 1,1% para eficiência volumétrica.

Tabela 5.8 – Valores de pressão na admissão e eficiência volumétrica para etanol em 1400 rpm.

COMBUSTÍVEL	$\lambda$	PRESSÃO NA ADMISSÃO (EXP.) (mbar)	PRESSÃO NA ADMISSÃO (SIM.) (mbar)	DIFERENÇA (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (EXP.) (%)	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (SIM.) (%)	DIFERENÇA (%)
ETANOL	1,00	620,0	653,3	5,4	46,0	45,97	-0,1
ETANOL	1,07	620,0	648,5	4,6	46,0	45,93	-0,2
ETANOL	1,14	620,0	644,1	3,9	46,0	45,96	-0,1
ETANOL + HIDROGÊNIO	1,00	625,0	659,5	5,5	46,0	46,42	0,9
ETANOL + HIDROGÊNIO	1,07	624,0	657,0	5,3	46,0	46,50	1,1
ETANOL + HIDROGÊNIO	1,14	620,0	652,8	5,3	46,0	46,50	1,1

A seguir são apresentadas as curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas, comparando as curvas obtidas pela simulação computacional com as curvas obtidas nos experimentos, para o motor operando com etanol na rotação de 1400 rpm e também para o motor operando com etanol e adição de hidrogênio em mesma rotação.

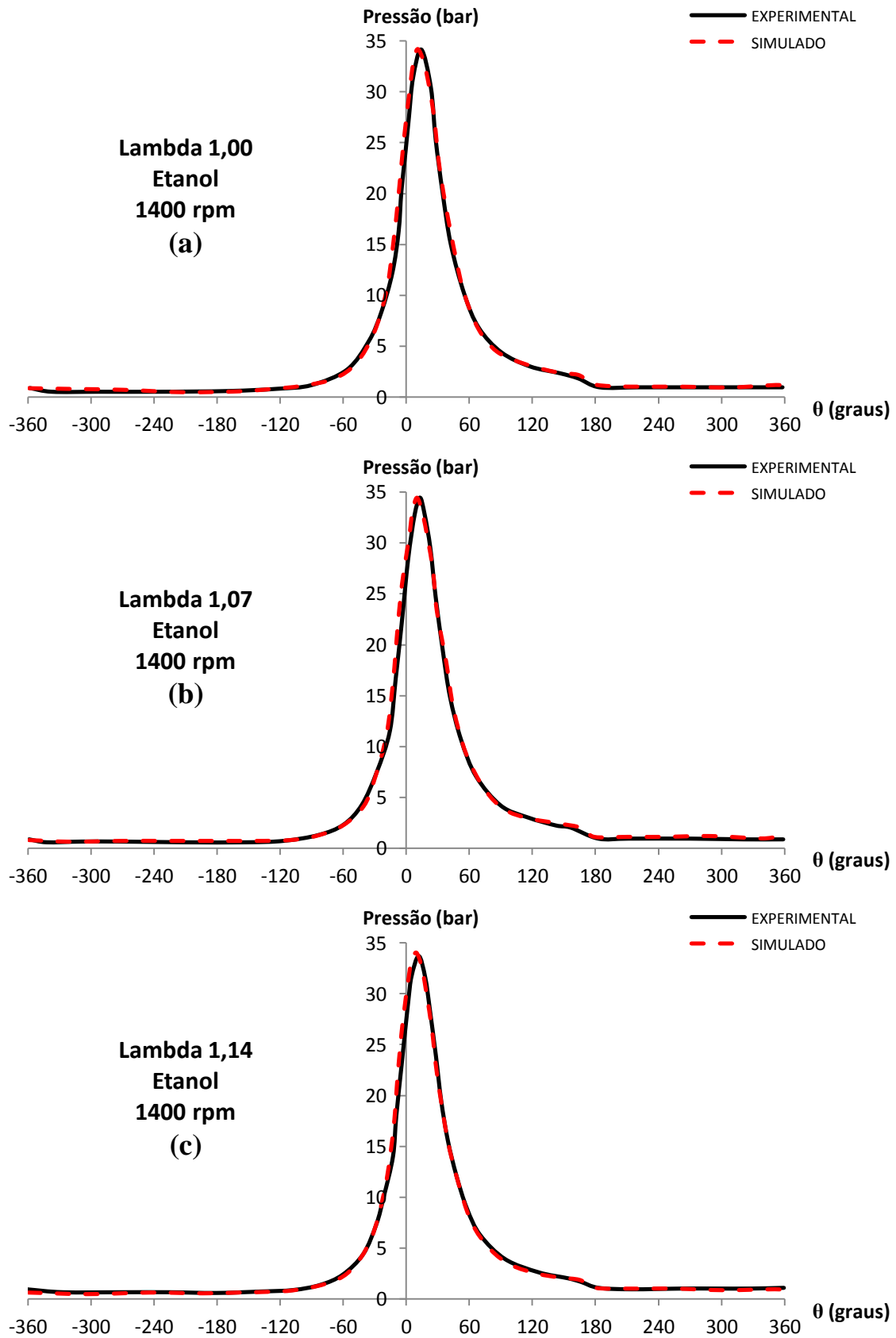


Figura 5.9 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol a 1400 rpm.

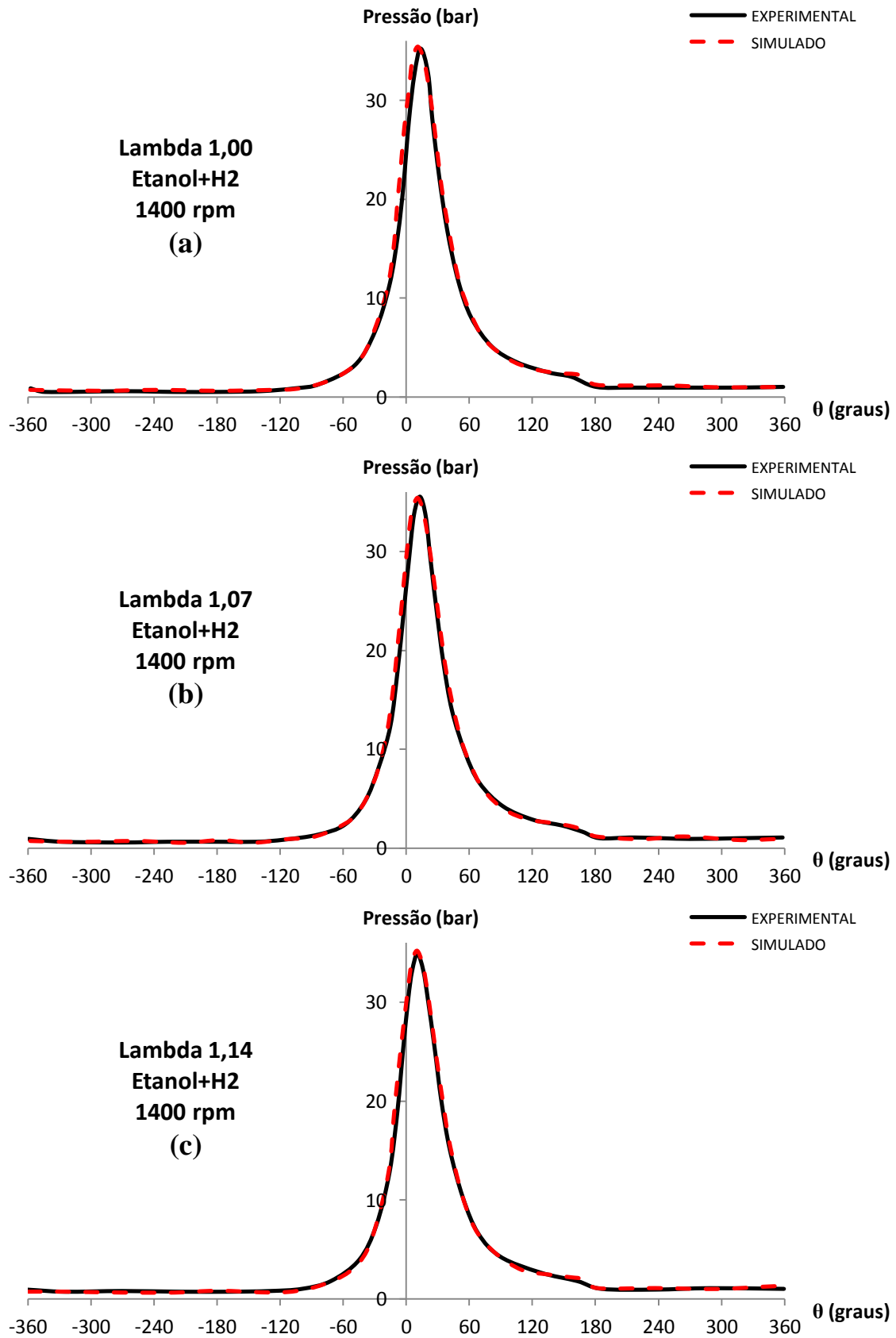


Figura 5.10 – Curvas de pressão versus ângulo de manivelas para Etanol e Hidrogênio a 1400 rpm.



Analisando as curvas de pressão pelo ângulo de manivelas referentes ao motor operando com etanol, ilustradas na Figura 5.9, pode-se observar que a simulação foi capaz de prever com boas aproximações o perfil de pressão dentro do cilindro durante do o ciclo do motor. Em relação a uma comparação dos valores obtidos para a pressão máxima no cilindro entre as curvas simuladas e experimentais encontram-se as seguintes diferenças percentuais: 0,15%; -0,03% e 0,98% para as misturas de lambda 1,00; 1,07 e 1,14 respectivamente.

Quando adicionado o hidrogênio no processo de combustão, a simulação se manteve com boas aproximações para as curvas de pressões no interior do cilindro, como pode ser verificado na Figura 5.10, as diferenças percentuais encontradas para a pressão máxima no cilindro foram de 0,54%; -0,31% e 0,89% para lambda 1,00; 1,07 e 1,14 respectivamente.

Na Tabela 5.9 são apresentados os resultados obtidos na simulação, com o programa AVL Boost®, comparados com os valores experimentais para o IMEP e pressão máxima no cilindro. Dentre os resultados simulados, pode-se verificar pequenas diferenças na maior parte dos pontos de operação para o IMEP, com diferenças percentuais menores que 1,3%. Porém, para os pontos de operação do motor abastecido com etanol e hidrogênio em lambda de 1,07 e 1,14 a diferença percentual obtida foi entorno de 5,5%, ainda assim considerados valores próximos aos experimentais. Para a pressão máxima no cilindro a maior diferença percentual encontrado foi para o ponto de operação com etanol em lambda de 1,14, onde a diferença entre simulação e experimento obteve um valor de 0,98%.

Tabela 5.9 – Comparação de resultados experimentais e simulados para pressão média indicada e pressão máxima no cilindro para etanol em 1400 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	$\lambda$	IMEP (EXP.) [bar]	IMEP (SIM.) [bar]	DIFERENÇA IMEP (%)	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (EXP.) [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO (SIM.) [bar]	DIFERENÇA PMC (%)
ETANOL	1400	1,00	5,480	5,5475	1,23	34,16	34,21	0,15
ETANOL	1400	1,07	5,260	5,3047	0,85	34,47	34,46	-0,03
ETANOL	1400	1,14	4,950	4,9618	0,24	33,71	34,04	0,98
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	5,520	5,5502	0,55	35,24	35,43	0,54
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	5,310	5,5933	5,34	35,55	35,44	-0,31
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	4,990	5,2833	5,88	34,90	35,21	0,89

### 5.5 Análise de Desempenho para o Motor Simulado na Rotação de 840 e 1400 rpm e Adição de Hidrogênio

A fim de analisar a influência da adição de hidrogênio na operação do motor, na Figura 5.11, são apresentados gráficos da pressão no cilindro versus o ângulo de eixo de manivelas, obtidos na simulação, sobrepondo as curvas de diferentes misturas de combustíveis para o mesmo valor lambda.

Verificando os resultados das curvas de pressão no interior do cilindro para a rotação de 840 rpm apresentadas da Figura 5.11 é notável que os picos de pressão máxima aumentam em todos os pontos de operação, quando há adição de hidrogênio, fato também evidenciado por WANG *et al.* (2014), ALMEIDA (2013), ROCHA (2016). Essa diferença da pressão máxima induzida pela adição de hidrogênio é agravada quando se trabalha com misturas de combustíveis pobres, pois o hidrogênio impõe um aumento de temperatura no interior do cilindro durante a combustão, seguindo a mesma tendência do excesso de ar dentro do cilindro durante o processo de combustão.

Assim, é esperado que a diferença de pressão máxima no cilindro para uma mistura pobre de combustível e que opere com adição de hidrogênio, seja maior do que em operações com misturas estequiométricas também acrescidas de hidrogênio. Esses fatos podem ser observados na Figura 5.11.

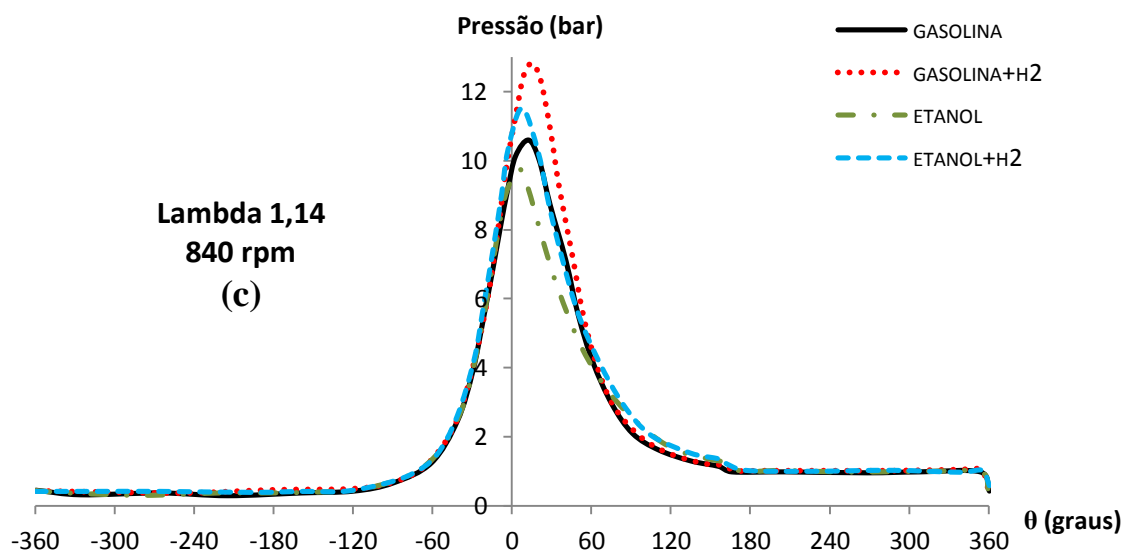
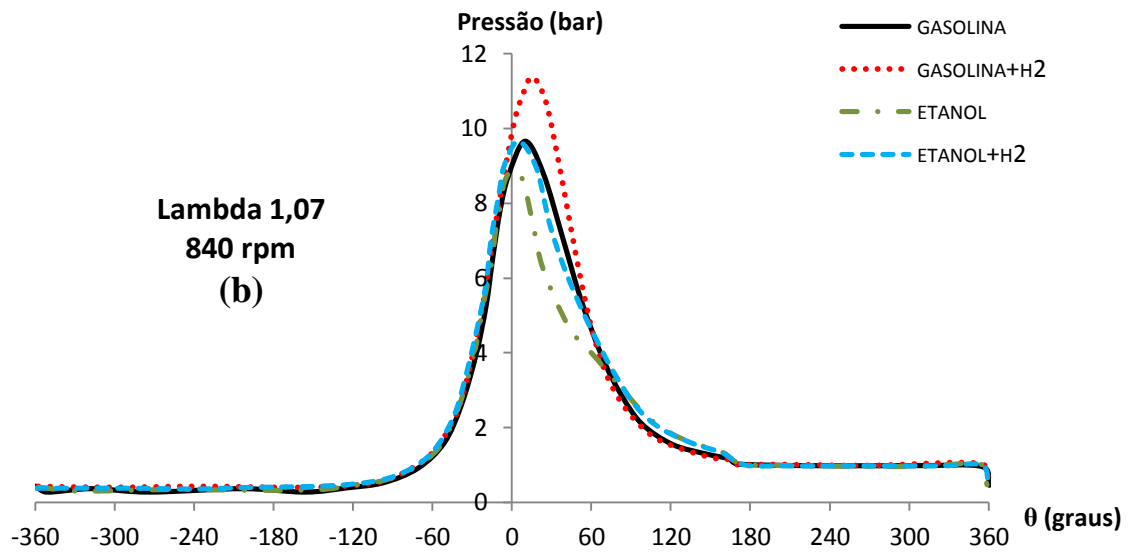
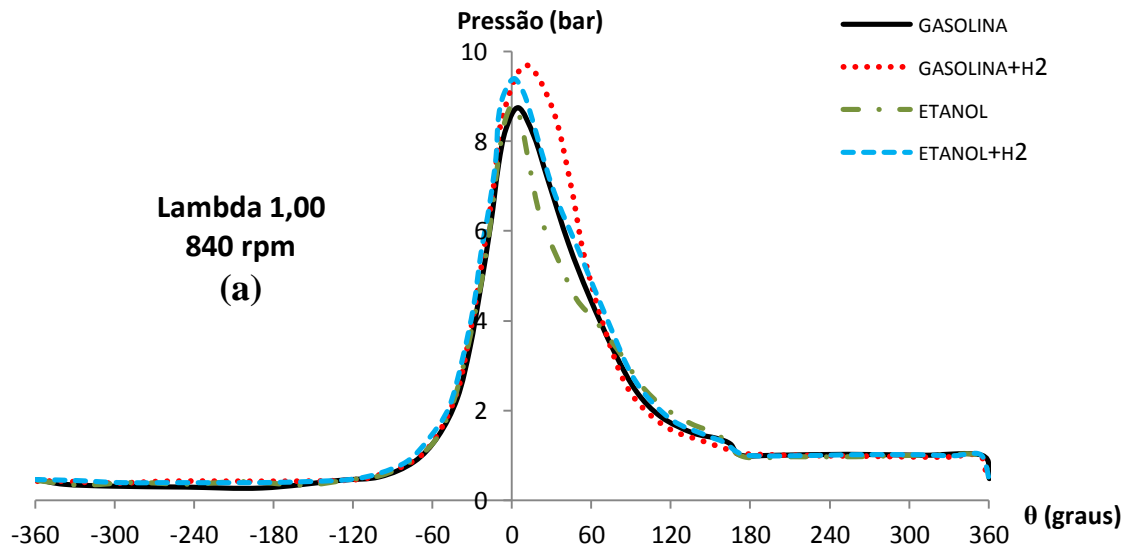


Figura 5.11 – Curvas simuladas de pressão versus ângulo de manivelas para 840 rpm.

A energia disponível no combustível fornecida ao motor é evidenciada quando se comparam a pressão média indica (IMEP) em um mesmo lambda para um combustível com e sem adição de hidrogênio, onde é observado um aumento do IMEP devido o enriquecimento da mistura combustível com o hidrogênio, também relatado por KACEM *et al.* (2016) e ROCHA (2016). Este fato é apresentado no gráfico da Figura 5.12, que apresenta o comparativo dos valores obtidos na simulação para o IMEP para todos os pontos de operação definidos na rotação do motor em 840 rpm.

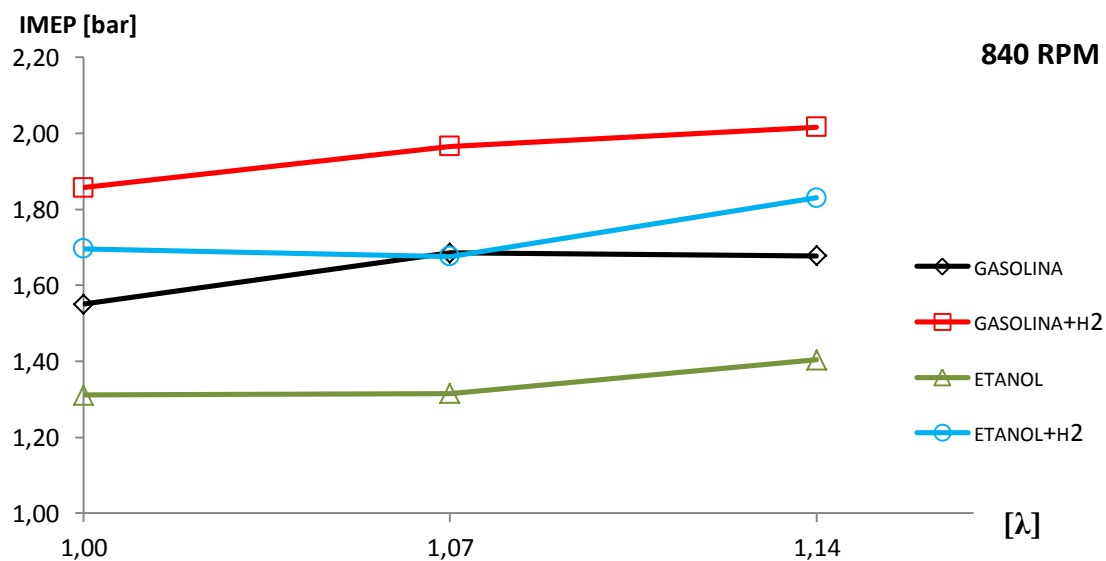


Figura 5.12 – Resultados do IMEP para o motor operando em 840 rpm.

Para avaliar o consumo específico de combustível (CEC) com a aplicação de hidrogênio como combustível complementar para a combustão, o gráfico da Figura 5.13 apresenta uma comparação entre os combustíveis para diferentes relações ar/combustível na rotação de 840 rpm:

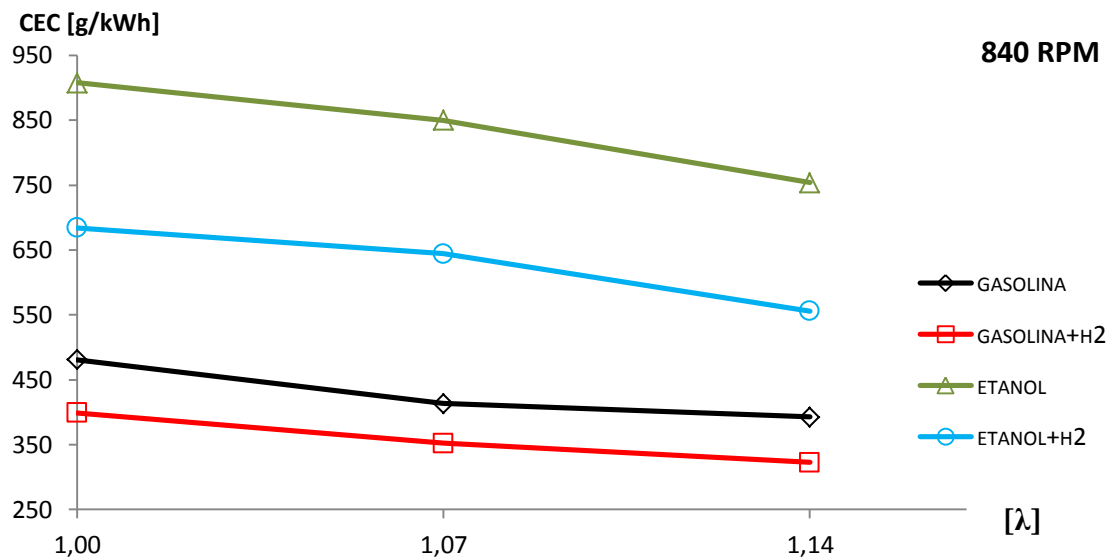


Figura 5.13 – Resultados do CEC para o motor operando em 840 rpm.

É possível verificar que a adição de hidrogênio tanto para gasolina quanto para o etanol faz com que o CEC tenha valores menores para todos os pontos de operação, ou seja, melhorando a relação de consumo/potência do motor, fato também observado na pesquisa de ALMEIDA (2012), ALMEIDA (2013), KARAGOZ *et al.* (2015a) e ROCHA (2016). Nota-se que a linha que descreve o CEC do etanol é deslocada de forma equidistante para baixo, mostrando a eficiência da adição do hidrogênio de forma constante mesmo com variações da mistura ar/combustível. O comportamento da linha que descreve o CEC para o motor operando com gasolina é muito semelhante à linha de comportamento do etanol, porém, com proporções menores.

Para o consumo do combustível principal, no caso com gasolina ou etanol, não houve redução significativa, como pode ser visto nas Tabelas 5.10 e 5.11. O principal contribuinte para a melhora do CEC do motor operando com adição de hidrogênio para a rotação de 840 rpm foi o ganho de potência que pode ser verificado pela pressão média indicada do motor (IMEP), como dito anteriormente, justifica-se o ganho de potência do motor pela maior energia disponível na mistura, resultante da adição de hidrogênio.

Tabela 5.10 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para gasolina em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	VAZÃO MÁSSICA DE GASOLINA [g/s]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
GASOLINA	840	1,00	1,5504	8,75	0,1432	480,80
GASOLINA	840	1,07	1,6849	9,66	0,1344	413,55
GASOLINA	840	1,14	1,6781	10,60	0,1272	392,58
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,00	1,8575	9,70	0,1432	399,34
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,07	1,9656	11,38	0,1336	352,30
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,14	2,0165	12,83	0,1256	322,65

Tabela 5.11 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para etanol em 840 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	VAZÃO MÁSSICA DE ETANOL [g/s]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
ETANOL	840	1,00	1,3114	8,82	0,2268	907,65
ETANOL	840	1,07	1,3154	8,90	0,2128	849,64
ETANOL	840	1,14	1,4041	9,77	0,2016	753,62
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,00	1,6963	9,40	0,2240	684,05
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,07	1,6757	9,66	0,2072	644,09
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,14	1,8306	11,52	0,1960	556,10

Nas Tabelas 5.10 e 5.11, foram apresentados os resultados obtidos na simulação para o IMEP, pressão máxima no cilindro, vazão mássica de combustível e o consumo específico de combustível tanto para a gasolina quanto para o etanol, ambos também simulados com a adição de hidrogênio, operando na rotação de 840 rpm. Dentre os resultados obtidos, a adição de hidrogênio se mostrou mais favorável para o etanol, com aumento de até 30,4% no valor da pressão média indicada, e uma redução de 26,2% para o consumo específico de combustível, para o ponto de operação em lambda igual a 1,14.

O aumento do IMEP para a gasolina com adição de hidrogênio no processo de combustão foi de 19,8%; 16,7% e 20,17% respectivamente para lambda 1,00; 1,07 e

1,14. Com o motor abastecido com etanol, a adição de hidrogênio aumentou em 29,4% o IMEP para lambda de 1,00; 27,4% para o motor operando com lambda de 1,07 e um aumento de 30,4% para operação com lambda de 1,14. Assim, pode ser verificado que para o motor abastecido com etanol e uma mesma quantidade de hidrogênio adicionada no processo de combustão do que para o motor abastecido com gasolina, se obtém melhoras mais significativas em relação ao aumento do IMEP, sendo um dos grandes benefícios da adição do hidrogênio o aumento da velocidade do processo de combustão. Neste caso, a combustão do etanol tem a característica de ser mais lenta do que a combustão da gasolina (MELO, 2012), portanto, o aumento da velocidade de combustão teve um maior impacto para o motor operando com o combustível etanol, resultando em aumentos mais significativos para o IMEP em todos os pontos de operação do motor. Como o poder calorífico do combustível etanol é menor que o da gasolina, o enriquecimento da mistura combustível com o hidrogênio (que possui elevado poder calorífico por unidade de massa) em mesma quantidade para ambos, contribuiu também para que os resultados percentuais de aumento do IMEP para o etanol fossem melhores que o visto para o motor abastecido com gasolina.

Em relação à pressão máxima no cilindro, a adição de hidrogênio trouxe aumento tanto para o motor operando com gasolina quanto para o etanol. O percentual de aumento foi de 10,9%, 17,8% e 21,0% para lambda de 1,00; 1,07 e 1,14 respectivamente para o motor operando com gasolina, para o motor abastecido com etanol o aumento foi de 6,6%, 8,5% e 17,9% para lambda de 1,00; 1,07 e 1,14.

Para a vazão mássica de gasolina, Tabela 5.10, e do etanol, Tabela 5.11, não foram observadas diferenças significativas para quando há adição de hidrogênio, como mencionado anteriormente. O maior valor encontrado para o motor operando a 840 rpm foi uma redução de 2,8% da vazão mássica do etanol operando com uma mistura empobrecida em 14%.

O consumo específico de combustível (CEC) diminuiu em todos os pontos de operação do motor tanto para gasolina quanto para o etanol com a adição de hidrogênio. Os valores percentuais da redução do CEC para o motor operando com gasolina e adição de hidrogênio foi de 16,9% em lambda de 1,00; 14,8% para lambda de 1,07 e 17,8% para lambda de 1,14. Para o motor operando com etanol a adição de hidrogênio resultou em uma redução de 24,6%, 24,2% e 26,2% respectivamente para lambda de 1,00; 1,07 e 1,14.

Para analisar a influência da adição do hidrogênio ao motor operando a uma rotação de 1400 rpm são apresentados os gráficos de pressão no cilindro versus ângulo de eixo de manivelas, obtidos na simulação computacional, na Figura 5.14.



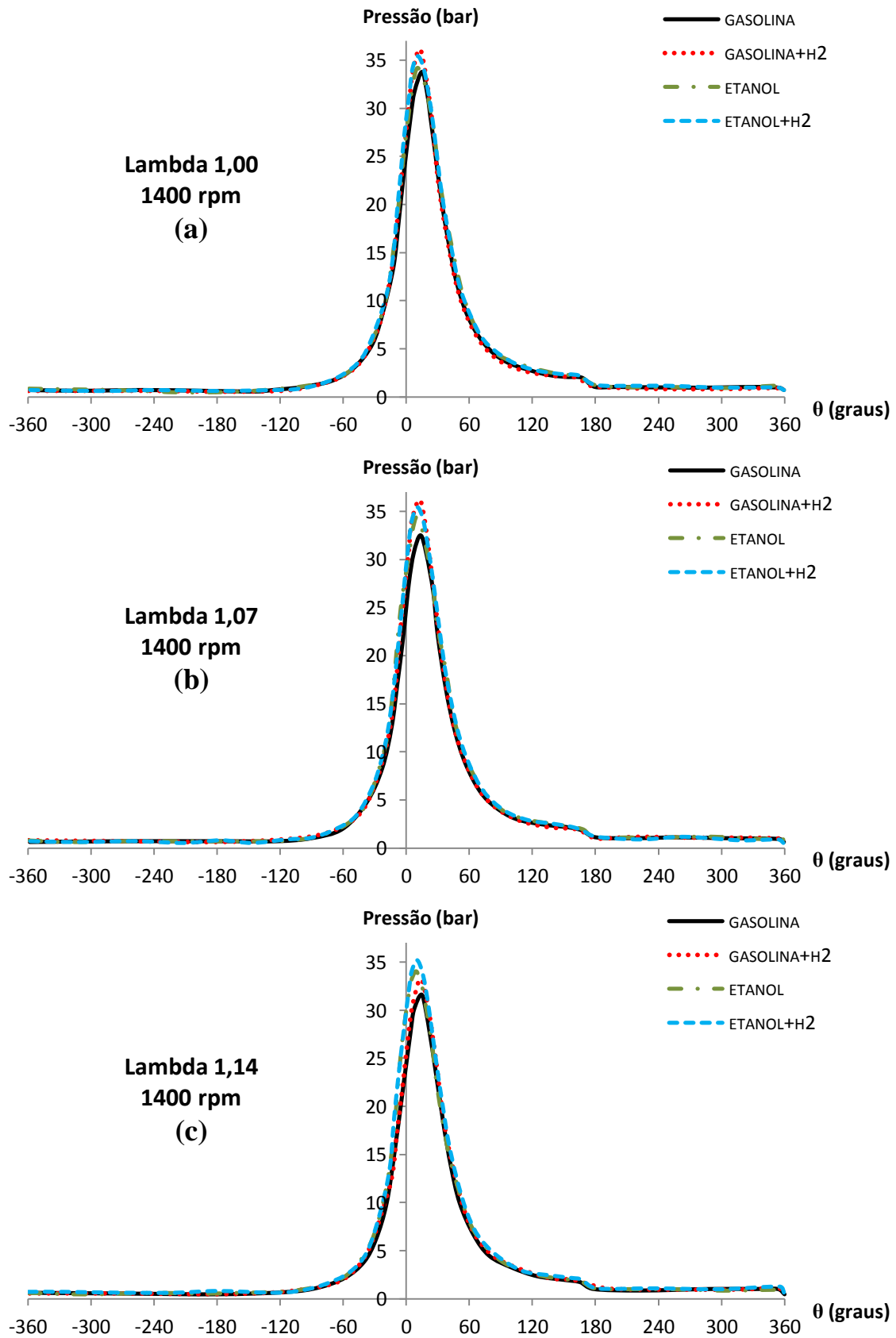


Figura 5.14 – Curvas simuladas de pressão versus ângulo de manivelas para 1400 rpm.

Através dos gráficos, verifica-se que os picos de pressão máxima no cilindro tiveram uma menor influência da adição do hidrogênio no processo da combustão do que o acontecido com o motor operando a rotação de 840 rpm. O aumento percentual da pressão máxima no cilindro para a gasolina com adição de hidrogênio foi de 7,0% para o ponto de operação em  $\lambda$  1,00; 11,4% para  $\lambda$  de 1,07 e 5,2% para  $\lambda$  de 1,14. A influência da adição de hidrogênio ao etanol foi ainda menor que o ocorrido com a gasolina, com 3,6% de aumento para o motor operando com  $\lambda$  de 1,00; 2,8% para o ponto de operação em  $\lambda$  de 1,07 e 3,4% para o  $\lambda$  de 1,14.

A maior efetividade da adição de hidrogênio no processo de combustão para a rotação de 840 rpm comparada a de 1400 rpm, em relação aos parâmetros de desempenho do motor, se deve a quantidade da vazão volumétrica de hidrogênio ser a mesma para ambas as rotações, de 1,2 L/min – vazão limitada pela produção do reator de hidrogênio empregado na pesquisa de ALMEIDA (2013). Portanto, o hidrogênio, utilizado para enriquecer o combustível, gasolina ou etanol, tem uma maior porcentagem na composição final da mistura para a rotação de 840 rpm do que para 1400 rpm, sendo necessário maior vazão volumétrica de hidrogênio fornecida ao motor operando a 1400 rpm para que se obtivesse resultados mais expressivos para os parâmetros de desempenho.

Os resultados da simulação mostram que o IMEP, mostrado na Figura 5.15, não apresentou melhora com a adição de hidrogênio para a mistura estequiométrica tanto para a gasolina quanto para o etanol, onde se teve uma redução do IMEP de 1,3% para a gasolina com hidrogênio e um aumento de menos de 0,5% para etanol com hidrogênio. Para os outros pontos de operação,  $\lambda$  de 1,07 e 1,14, houve aumento do IMEP para gasolina e também para o etanol, como pode ser visto na Figura 5.15, porém, com valores menos expressivos do que os encontrados na rotação de 840 rpm. Esse dado confirma uma quantidade insuficiente de hidrogênio utilizada em percentual da composição final da mistura combustível para que se obtivesse a mesma efetividade da adição do hidrogênio do que para a rotação de 840 rpm, o maior aumento proporcionado pela adição de hidrogênio ao IMEP foi de 6,5% para o etanol operando em  $\lambda$  de 1,14.

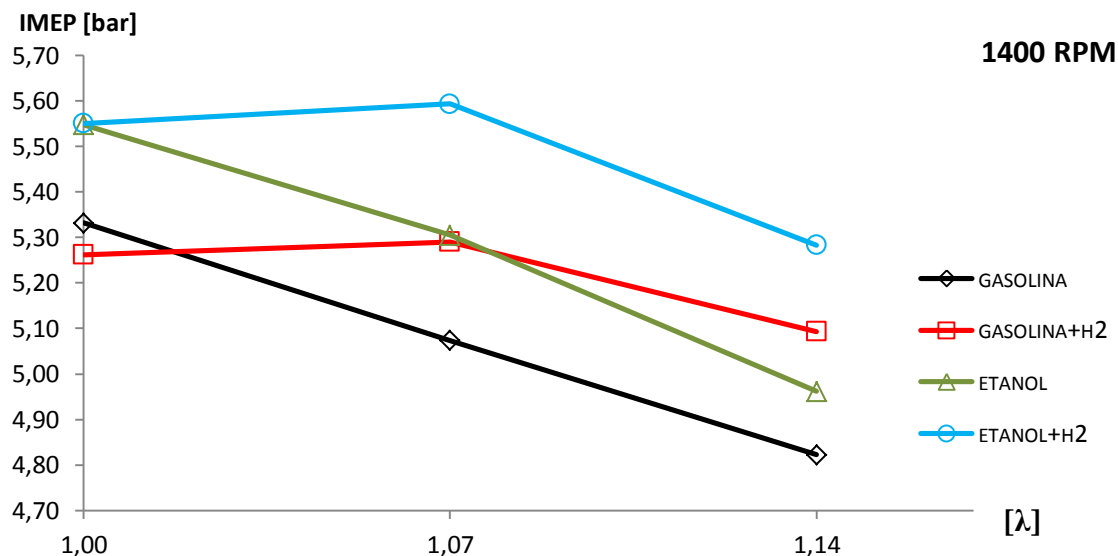


Figura 5.15 – Resultados do IMEP para o motor operando em 1400 rpm.

Analisando o consumo específico de combustível (CEC) para a rotação de 1400 rpm, apresentado na Figura 5.16, verifica-se que para a mistura estequiométrica o CEC obteve o mesmo comportamento verificado para o IMEP, ou seja, não teve alterações relevantes com a adição de hidrogênio. Pois, não houve ganhos de potência significativos para estes pontos de operação do motor e o consumo do combustível principal ora gasolina ora etanol não teve variações relevantes. A variação de consumo do combustível principal foi menor do que 0,5% para qualquer ponto de operação da simulação, a variação do CEC para a misturas estequiométricas foram de uma aumento de 1,5% para a gasolina e uma redução de 0,8% para o etanol.

Para os pontos de operação de lambda de 1,07 e 1,14 o CEC foi reduzido em 4,2% e 5,6% respectivamente para a operação com gasolina acrescida de hidrogênio no processo de combustão, e redução de 5,4% e 6,2% respectivamente para o motor simulado com combustível etanol com hidrogênio. Esta redução do CEC é observada, apesar de não haver redução do consumo de combustível principal, pelo ganho de potência evidenciado acima, pelos valores do IMEP que aumentaram com a adição do hidrogênio na rotação de 1400 rpm para os pontos de operação de lambda de 1,07 e 1,14.

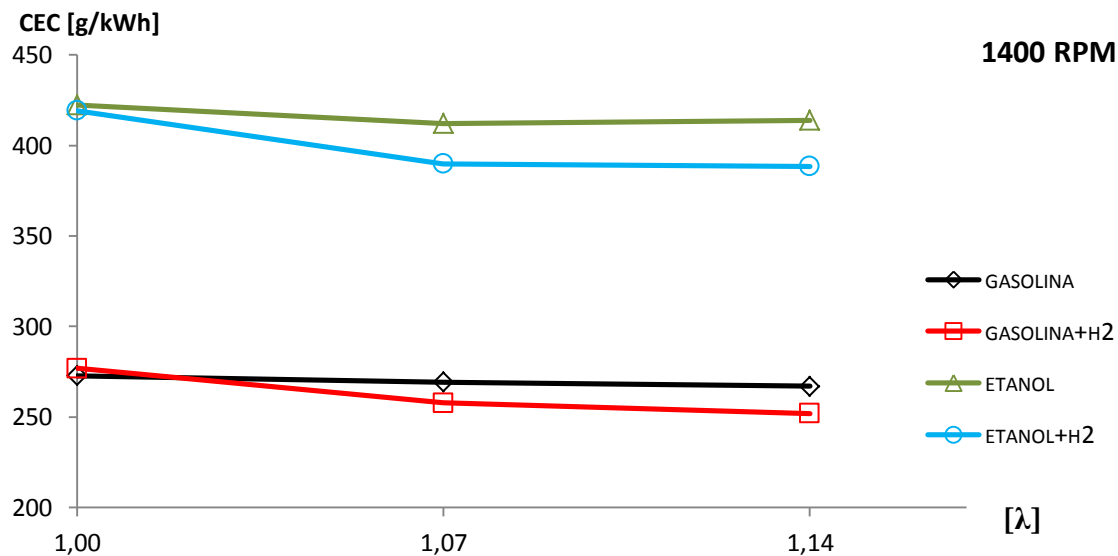


Figura 5.16 – Resultados do CEC para o motor operando em 1400 rpm.

Nas tabelas abaixo, Tabela 5.12 e 5.13, são listados os resultados da simulação computacional no programa AVL Boost, para o motor operando com gasolina e etanol respectivamente, em rotação de 1400 rpm. Os resultados apresentados são para o IMEP, pressão máxima no cilindro, vazão mássica de combustível e o consumo específico de combustível.

Tabela 5.12 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para gasolina em 1400 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	VAZÃO MÁSSICA DE GASOLINA [g/s]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
GASOLINA	1400	1,00	5,3317	33,79	0,4692	272,83
GASOLINA	1400	1,07	5,0735	32,52	0,4404	269,29
GASOLINA	1400	1,14	4,8222	31,63	0,4152	267,01
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	5,2620	36,17	0,4696	276,84
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	5,2902	36,22	0,4396	257,92
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	5,0931	33,27	0,4140	252,03

Tabela 5.13 – Resultados de desempenho e consumo da simulação para etanol em 1400 rpm.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	VAZÃO MÁSSICA DE ETANOL [g/s]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
ETANOL	1400	1,00	5,5475	34,21	0,7564	422,42
ETANOL	1400	1,07	5,3047	34,46	0,7064	412,15
ETANOL	1400	1,14	4,9618	34,04	0,6632	413,95
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	5,5502	35,43	0,7512	419,17
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	5,5933	35,44	0,7040	389,78
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	5,2833	35,21	0,6624	388,49

Com o intuito de verificar se para um aumento da quantidade de hidrogênio no processo da combustão os resultados para os parâmetros de desempenho do motor operando em 1400 rpm seriam melhorados, foi realizada uma nova simulação para esta rotação aumentando a vazão de hidrogênio de 1,2 L/min para 4,04 L/min.

A vazão proposta para o hidrogênio de 4,04 L/min correspondeu a 1,27% da vazão total do sistema na admissão, mesmo percentual observado para o motor operando com 840 rpm e vazão de 1,2 L/min de hidrogênio.

Na tabela abaixo, Tabela 5.14, são listados os resultados da simulação computacional no programa AVL Boost, para o motor operando com gasolina e etanol respectivamente, ambos com adição de hidrogênio, em rotação de 1400 rpm e a vazão proposta de hidrogênio de 4,04 L/min. Os resultados apresentados são para o IMEP, pressão máxima no cilindro e o consumo específico de combustível.

Tabela 5.14 – Resultados de desempenho e consumo específico de combustível para a simulação em rotação de 1400 rpm e vazão de hidrogênio de 4,04 L/min.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	5,29	37,14	275,28
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	5,33	37,68	256,08
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	5,37	35,00	238,37
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	5,58	36,00	416,78
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	5,63	36,39	387,27
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	5,56	36,64	369,13

Através dos resultados apresentados na Tabela 5.14 podemos verificar que o aumento da vazão de hidrogênio acarretou na melhora para os resultados de desempenho do motor. O percentual da diferença, para a pressão máxima no cilindro, entre o motor operando com gasolina e gasolina com adição de hidrogênio foram de 9,9% para lambda de 1,00; 15,9% para lambda de 1,07 e 10,6% para lambda de 1,14; entre o motor operando com etanol e etanol com hidrogênio as diferenças foram de 5,2% para lambda de 1,00; 5,6% para lambda de 1,07 e 7,6% para lambda de 1,14; diferenças maiores que as observadas para a adição de hidrogênio com vazão de 1,2 L/min para todos os pontos de operação.

Em relação ao IMEP a maior vazão de hidrogênio proporcionou uma melhora no desempenho, com valores mais expressivos do que os observados com a vazão de 1,2 L/min para o hidrogênio, principalmente para o motor operando com a mistura empobrecida em 14%, onde a diferença percentual ficou em 11,4% entre o motor operando com gasolina e gasolina com adição de hidrogênio e em 12% entre o motor operando com etanol e etanol com hidrogênio. Porém, mesmo utilizando uma vazão maior para o hidrogênio, de 4,04 L/min, para os pontos de operação em misturas estequiométricas não houve alterações significativas para adição de hidrogênio tanto para a gasolina como para o etanol, repetindo o ocorrido para a vazão de 1,2 L/min. Na Figura 5.17 é apresentado o gráfico dos resultados para o IMEP em cada ponto de operação e combustíveis simulados.

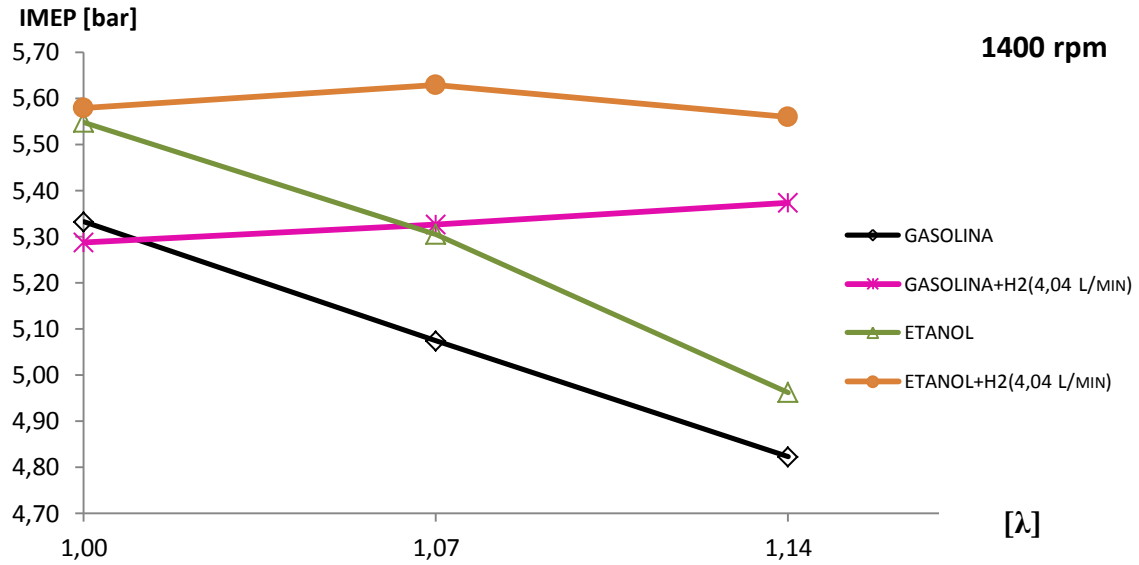


Figura 5.17 – Resultados do IMEP para o motor operando em 1400 rpm e vazão de hidrogênio de 4,04 L/min.

Para o consumo específico de combustível (CEC), na Figura 5.18 verificamos que para a mistura estequiométrica o CEC obteve o mesmo comportamento verificado para o IMEP, ou seja, não teve alterações relevantes com a adição de hidrogênio.

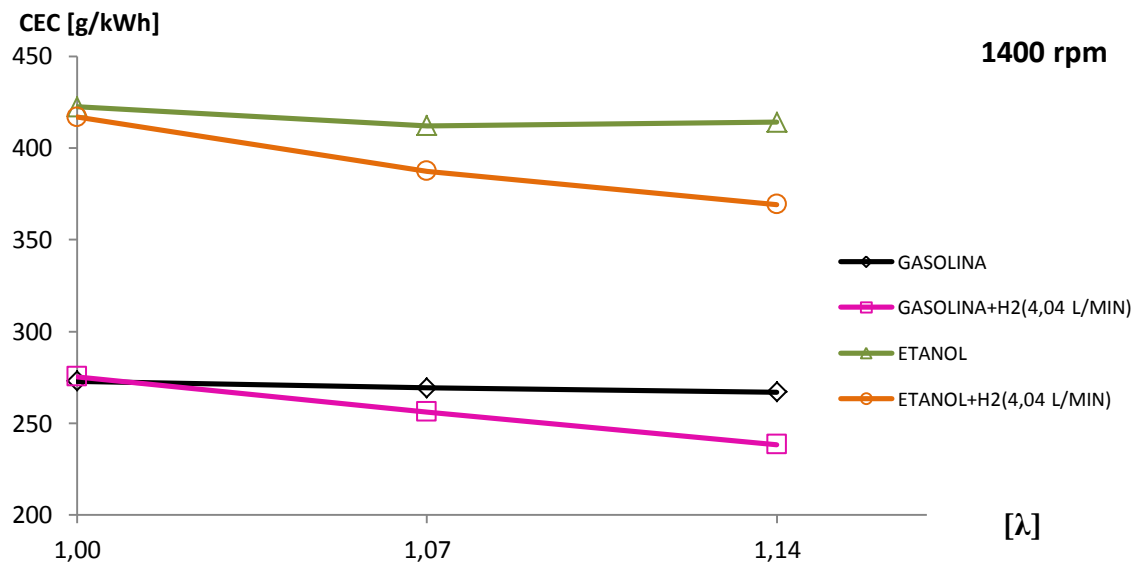


Figura 5.18 – Resultados do CEC para o motor operando em 1400 rpm e vazão de hidrogênio de 4,04 L/min.

Para os pontos de operação de  $\lambda$  de 1,07 e 1,14 o CEC foi reduzido em 4,9% e 10,7% respectivamente para a operação com gasolina acrescida de hidrogênio no processo de combustão, e redução de 6,0% e 10,8% respectivamente para o motor simulado com combustível etanol com hidrogênio.

A maior vazão de hidrogênio se mostrou favorável principalmente para as misturas empobrecidas em 14%, onde inicialmente com a vazão de 1,2 L/min de hidrogênio, houve uma redução do CEC de 5,6% para gasolina e 6,2% para o etanol, posteriormente com a vazão de hidrogênio de 4,04 L/min os resultados para o CEC foram reduções de 10,7% para a gasolina e 10,8% para o etanol. Portanto, a maior vazão de hidrogênio utilizada na simulação (4,04 L/min) em rotação de 1400 rpm resultou em melhoras mais expressivas tanto para o IMEP quanto para o CEC quando comparada a vazão utilizada inicialmente (1,2 L/min), porém não chegaram a resultados expressivos como os obtidos na rotação de 840 rpm com redução de até 26% para o CEC.

### **5.6 Análise de Desempenho para o Motor Simulado na Rotação de 5500 rpm com Diferentes Proporções para Adição de Hidrogênio**

Para analisar a influência da adição de hidrogênio na operação do motor em sua rotação de potência máxima, 5500 rpm, foram feitas simulações computacionais através do modelo desenvolvido no programa AVL Boost<sup>®</sup> com diferentes vazões para o hidrogênio adicionado na operação do motor, tanto para operação com gasolina quanto para o etanol. Esta análise foi feita sempre considerando a mistura estequiométrica.

As vazões de hidrogênio utilizadas para a simulação na rotação de 5500 rpm foram de: 1,2; 4,04; 10; 16 e 31 (L/min); o que corresponderam respectivamente aos seguintes percentuais em relação a vazão total do sistema na admissão; que foi de 2.450,4 L/min; 0,05%; 0,16%; 0,41%; 0,65% e 1,27%. O hidrogênio adicionado à mistura ar/combustível foi considerado na fração molar de 2:1 do gás hidrogênio-oxigênio, a mesma fração utilizadas em todas as simulações anteriores, baseando-se nos experimentos de ALMEIDA (2013).

Os resultados apresentados pela simulação computacional se mostraram próximos aos divulgados nos dados técnicos do fabricante do motor que indica a potência máxima na rotação de 5500 rpm. Para a potência utilizando o combustível



gasolina o valor encontrado na simulação foi de 53,78 kW; 1,2% menor que o divulgado pelo fabricante; que foi de 54,44 kW. Para o motor operando com etanol o valor encontrado na simulação para a potência em 5500 rpm foi de 54,61 kW; 2,4% menor que o relatado pelo fabricante que foi de 55,93 kW.

Na Tabela 5.15 são apresentados os resultados da simulação computacional do motor operando na rotação de 5500 rpm com o combustível gasolina, enquanto a Tabela 5.16 são apresentados os resultados para o combustível etanol. Os resultados são apresentados, em função da vazão de hidrogênio utilizada, para o consumo do combustível principal, eficiência volumétrica, pressão máxima no cilindro, IMEP e o consumo específico de combustível.

Tabela 5.15 – Resultados de desempenho e consumo específico de combustível para a simulação do motor operando com gasolina em 5500 rpm.

VAZÃO DE HIDROGÊNIO [L/min]	CONSUMO DE GASOLINA [g/s]	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA [%]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	IMEP [bar]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
0	0,900	88,88	69,59	13,1451	215,624
1,2	0,897	88,66	69,66	13,1616	214,7293
4,0	0,894	88,13	69,90	13,1694	214,1267
10	0,885	87,03	70,21	13,0883	212,9613
16	0,875	85,93	70,39	12,9811	212,3392
31	0,850	83,36	70,43	12,7106	210,6615

Analisando os resultados de pressão máxima no cilindro para o motor operando com gasolina, apresentados na Tabela 5.15, podemos verificar que a adição de hidrogênio proporcionou aumento do pico de pressão no cilindro, aumento esse gradual conforme a vazão de hidrogênio utilizada, assim a diferença da pressão máxima no cilindro entre o motor sem adição de hidrogênio e a vazão máxima utilizada, 31 L/min, foi de um aumento de 1,2%.

Tabela 5.16 – Resultados de desempenho e consumo específico de combustível para a simulação do motor operando com etanol em 5500 rpm.

VAZÃO DE HIDROGÊNIO [L/min]	CONSUMO DE ETANOL [g/s]	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA [%]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]	IMEP [bar]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]
0	1,373	87,19	70,92	13,3251	324,3347
1,2	1,369	86,95	70,97	13,3449	322,8886
4,0	1,362	86,38	71,08	13,3437	321,2669
10	1,345	85,26	71,21	13,2752	318,9648
16	1,330	84,17	71,23	13,1832	317,5604
31	1,293	81,41	70,81	12,9143	315,1454

Na Tabela 5.16, que são apresentados os resultados para o motor operando com etanol, também podemos verificar que a adição de hidrogênio proporcionou aumento do pico de pressão no cilindro de forma gradual conforme a vazão de hidrogênio utilizada, até a vazão de 16 L/min. Porém, para a vazão de 31 L/min de hidrogênio o pico de pressão no cilindro apresentou um comportamento distinto, com um decréscimo em relação aos picos de pressão no cilindro que vinham sendo apresentados.

Os resultados para energia disponível no combustível que é fornecida ao motor, evidenciada pelo IMEP, relatadas nas tabelas acima, também são apresentadas graficamente pela Figura 5.19.

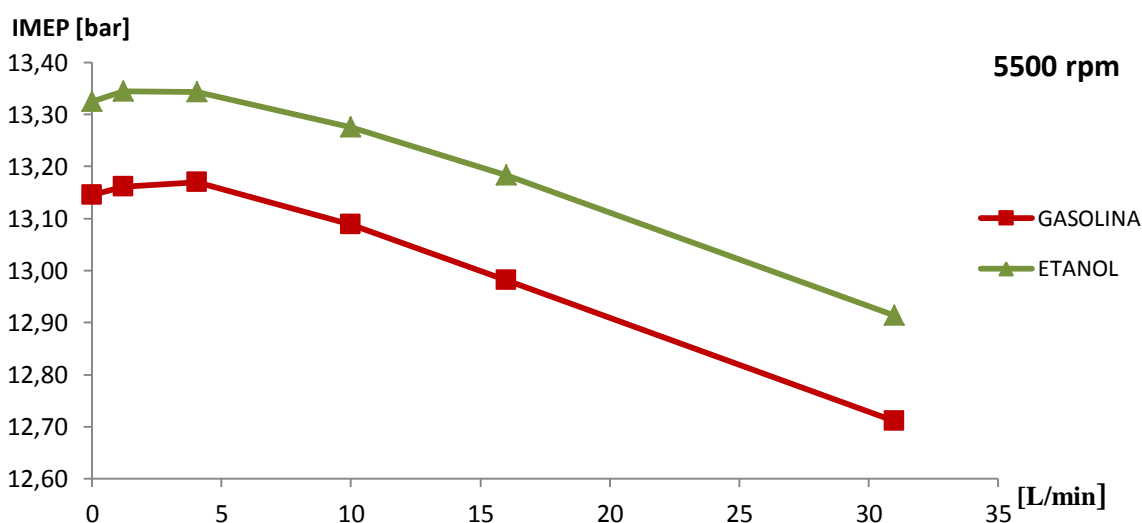


Figura 5.19 – Resultados do IMEP para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio

Na figura 5.19, observamos que o combustível etanol possui valores maiores para o IMEP em todos os pontos de operação simulados para o motor operando na rotação de 5500 rpm. Também é possível observar que a adição de hidrogênio no sistema de admissão do motor proporcionou pequenas melhoras para o IMEP até a vazão de 4 L/min. Porém, para vazões maiores do hidrogênio é observado uma queda para os valores de IMEP, o principal motivo para o ocorrido é a queda da eficiência volumétrica ocasionada pela adição de hidrogênio no sistema de admissão do motor. Logo, como a mistura ar/combustível foi mantida estequiométrica, os valores da vazão do combustível principal, gasolina ou etanol, foram reduzidos, como podem ser observados nas Tabelas 5.15 e 5.16, reduzindo a energia química disponibilizada ao motor. Estes fatos são observados tanto para o combustível gasolina quanto para o etanol.

Na figura 5.20 são apresentados os valores de eficiência volumétrica para as diversas vazões de hidrogênio empregadas na simulação computacional para o motor operando com gasolina ou etanol na rotação de 5500 rpm.

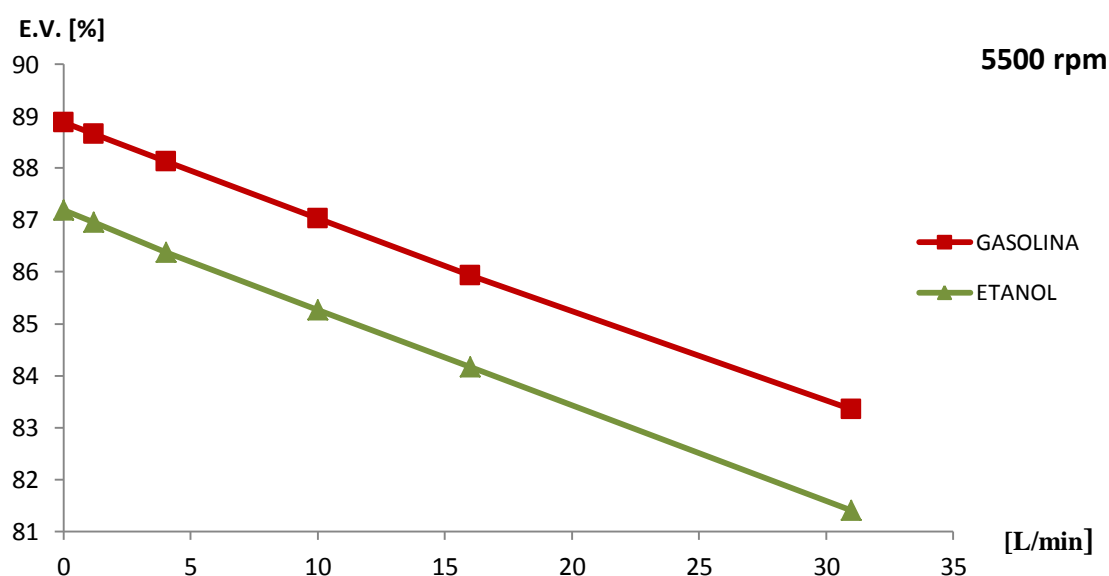


Figura 5.20 – Resultados de eficiência volumétrica para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio.

Na figura 5.20 fica evidenciada a queda da eficiência volumétrica conforme o aumento da vazão de hidrogênio no sistema de admissão do motor simulado, onde até a vazão de 4 L/min de hidrogênio a queda da eficiência volumétrica não ocasionou redução para os resultados encontrados para o IMEP. A redução da eficiência

volumétrica ente a operação com 31 L/min de adição de hidrogênio e o motor operando sem adição de hidrogênio foi de 5,5% para a gasolina e 5,8% para o etanol.

Como relatado acima, a mistura ar/combustível foi mantida estequiométrica, assim com a queda da eficiência volumétrica e o aumento do enriquecimento da mistura com hidrogênio, os valores da vazão do combustível principal, gasolina ou etanol, foram reduzidos. Na Figura 5.21 é apresentado o gráfico para os valores encontrados na simulação para vazão mássica de gasolina em relação aos valores utilizados para a vazão de hidrogênio adicionada a operação do motor na rotação de 5500 rpm.

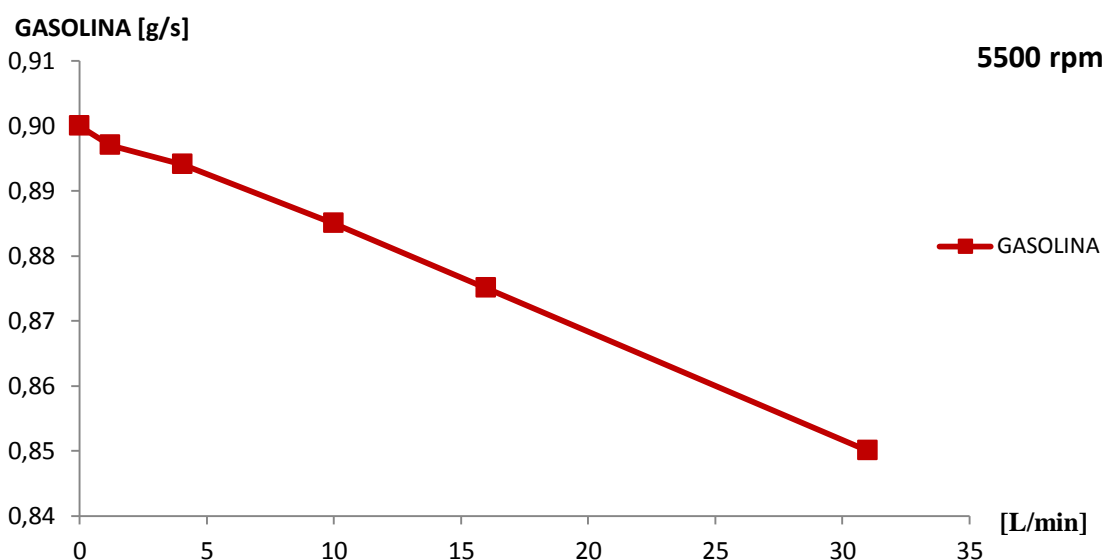


Figura 5.21 – Resultados de vazão mássica de gasolina para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio.

Pela figura 5.21, podemos observar que a redução do consumo de gasolina apresentou um comportamento quase linear conforme o aumento da adição de hidrogênio, onde a redução da vazão mássica de gasolina chegou a 5,5% entre os pontos de operação do motor acrescido de 31 L/min de hidrogênio e sem adição de hidrogênio.

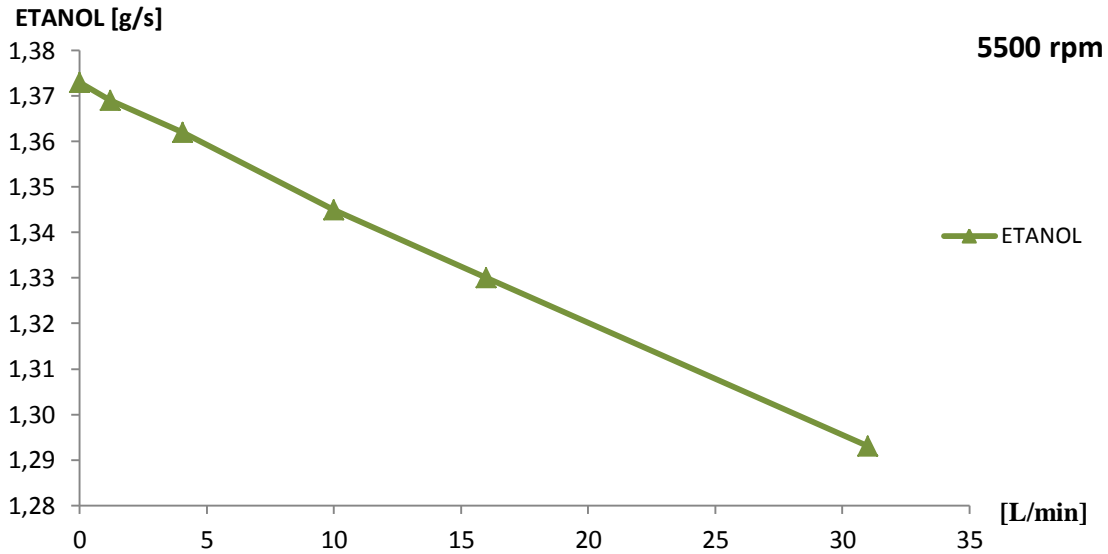


Figura 5.22 – Resultados de vazão mássica de etanol para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio.

Para o motor operando com etanol o consumo de combustível, apresentado pela Figura 5.22, apresentou o mesmo comportamento que o motor operando com gasolina, ou seja, uma redução quase linear conforme o aumento da adição de hidrogênio, onde a redução da vazão mássica de etanol chegou a 5,8% entre os pontos de operação do motor acrescido de 31 L/min de hidrogênio e sem adição de hidrogênio. E visto que o motor operando com etanol possui um maior consumo que o motor operando com gasolina, devido à diferença da energia disponível por unidade de massa dos combustíveis gasolina e etanol. O consumo do etanol se mostrou 52% maior que o consumo de gasolina para o motor operando sem adição de hidrogênio e mistura ar/combustível estequiométrica na rotação de 5500 rpm.

Para avaliar a relação consumo/potência, de cada ponto de operação proposto para operação do motor com adição de hidrogênio, é definido o consumo específico de combustível (CEC). Assim, é possível avaliar a efetividade da adição de hidrogênio para o motor operando com a rotação proposta de 5500 rpm. Na Figura 5.23 são apresentados os resultados para o CEC de gasolina para cada vazão de hidrogênio utilizada na simulação computacional.

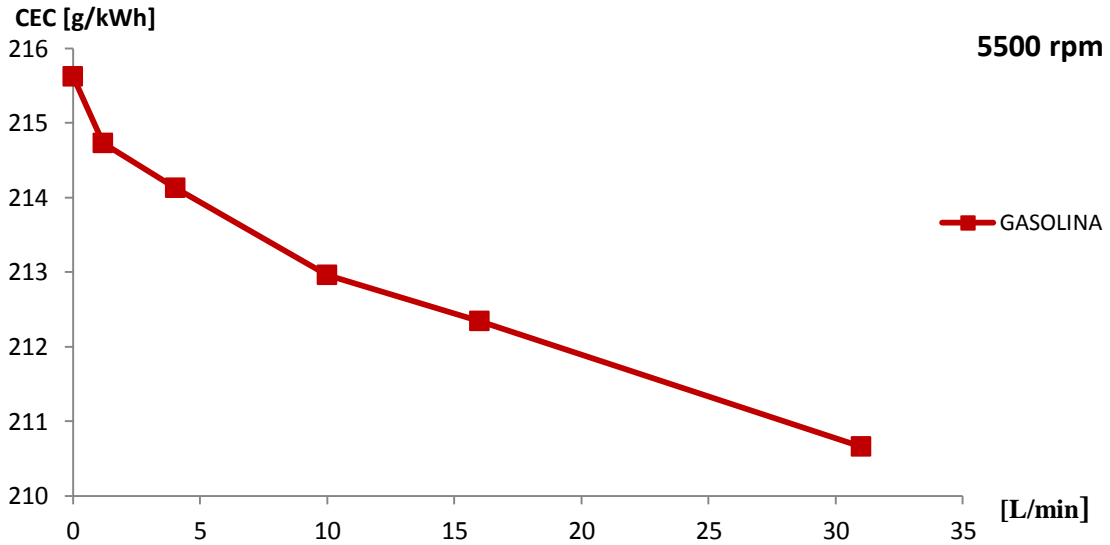


Figura 5.23 – Resultados de consumo específico de gasolina para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio.

Os resultados apresentados para o consumo específico de combustível do motor operando com gasolina, Figura 5.23, mostram que a adição de hidrogênio ao funcionamento do motor foi benéfica, reduzindo CEC. Mesmo com as reduções da potência do motor, demonstrado através dos resultados para o IMEP anteriormente para vazões maiores que 4 L/min de hidrogênio, a redução do consumo do combustível gasolina teve um maior impacto para o CEC, ou seja, o motor passou a consumir menos para uma potência que não sofreu alterações significativas. As reduções de CEC encontradas para cada ponto de operação do motor com adição de hidrogênio em relação à operação sem a adição foram de: 0,4%; 0,7%; 1,2%; 1,5% e 2,3% para o motor acrescido de 1,2; 4; 10; 16 e 31 (L/min) de hidrogênio respectivamente.

Na Figura 5.24 são apresentados os resultados para o CEC de etanol para cada vazão de hidrogênio utilizada na simulação computacional. Podemos ver um comportamento semelhante ao ocorrido quando o motor operou com o combustível gasolina, com uma redução gradual do CEC conforme o aumento da vazão de hidrogênio no sistema de admissão do motor. As reduções de CEC encontradas em relação ao motor operando sem adição de hidrogênio foram de 0,4% para a adição de 1,2 L/min de hidrogênio; 0,9% para adição de 4 L/min; 1,7% para adição de 10 L/min; 2,1% para adição de 16 L/min e 2,8% para adição de 31 L/min.

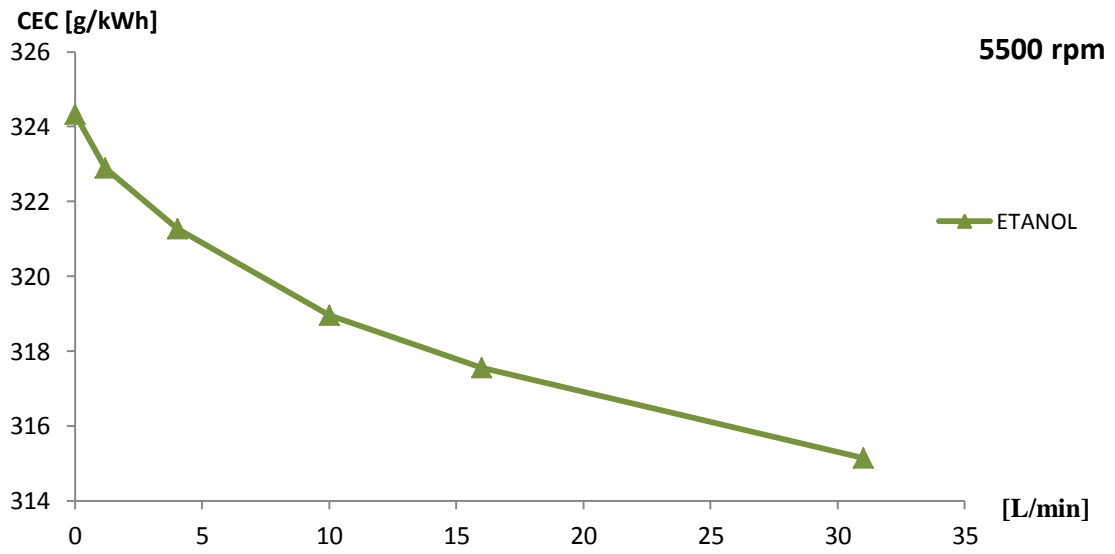


Figura 5.24 – Resultados de consumo específico de etanol para o motor operando em 5500 rpm com diferentes vazões de hidrogênio.

## **6. CONCLUSÃO**

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões obtidas a partir da simulação numérica, executada para um motor de ignição por centelha operando com adição de hidrogênio a gasolina ou ao etanol, além de, apresentar as contribuições desta dissertação de mestrado como também as sugestões para trabalhos futuros.

### **6.1 Considerações Finais**

Os objetivos propostos para esta pesquisa foram atingidos, sendo realizada a simulação computacional, para todos os pontos de operação definidos, com êxito, mostrando que a metodologia empregada na simulação computacional foi adequada, e assim possibilitando a análise da influência do hidrogênio como um combustível complementar a motores de ignição por centelha.

A simulação desenvolvida foi capaz de prever o perfil de pressão no interior do cilindro para cada ponto de operação bem próximo as curvas obtidas em ensaios experimentais, logo, os parâmetros de desempenho do motor apresentaram-se coerentes com uma diferença máxima encontrada de 5,88%. Assim, conclui-se que a modelagem quasi-dimensional foi adequada para a simulação realizada no motor de ignição por centelha deste trabalho, pois o tempo computacional requerido, por este modelo, e as aproximações obtidas, em relação aos parâmetros de desempenho do motor, mostraram-se satisfatórios.

Quando se comparam motores do ciclo Otto com os do ciclo Diesel, uma das vantagens dos motores diesel é o consumo específico de combustível, onde o motor diesel se caracteriza por sempre trabalhar com excesso de ar, misturas pobres, e assim consegue obter melhor eficiência na combustão. Os motores do ciclo Otto, ou motores de ignição por centelha, têm dificuldades de operação com misturas pobres, pois em misturas muito pobres o combustível que é injetado em conjunto com o ar na admissão tem dificuldades para uma combustão eficiente e regular, apresentando grande variação cíclica.

Um modo de buscar a redução do consumo específico de combustível encontrado para estes motores a combustão por centelha, foi operar com o empobrecimento da mistura ar/combustível, sendo o hidrogênio, o responsável por auxiliar os motores de ignição por centelha a operar com misturas pobres, pois uma das



características verificada para a combustão com a adição de hidrogênio foi o aumento da velocidade de propagação de chama, com maiores taxas de liberação de calor em uma combustão mais rápida, e deste modo o hidrogênio atua como um corretor para a variação cíclica aumentada pelo excesso de ar, que como descrito acima impõe dificuldades no processo de combustão, logo, instabilidade na operação do motor, portanto, deste modo à adição de hidrogênio propicia a operação normal do motor do ciclo Otto mesmo com misturas pobres, retornando em redução do consumo específico de combustível.

Através desta pesquisa desenvolvida, chega-se aos seguintes efeitos da adição de hidrogênio no processo da combustão dos combustíveis gasolina e etanol:

- Redução na duração da combustão;
- Melhora na eficiência térmica do motor;
- Aumento da pressão máxima no cilindro;
- Aumento na potência do motor;
- Redução do consumo específico de combustível;

A duração da combustão reduzida contribui para uma melhora na eficiência térmica do motor, com sua relevância dependente da concentração de hidrogênio na mistura, assim como, foi verificado o aumento da pressão máxima no cilindro e a pressão média indicada para todos os pontos de operação com misturas pobres simulados. Comparado os resultados da pressão média indicada (IMEP) e do consumo específico de combustível (CEC) entre os pontos de operação de uma mistura estequiométrica sem adição de hidrogênio com uma mistura empobrecida em 14% com a adição de hidrogênio, tanto para gasolina como para o etanol, verifica-se que os benefícios adquiridos através da adição do hidrogênio, citados acima, para a rotação de 840 rpm, foram de um aumento de 30% para a gasolina e 39,6% para o etanol em relação ao IMEP, para o CEC foi verificado uma redução de 49% e 63% para gasolina e etanol respectivamente.

Assim, conclui-se que o hidrogênio usado como combustível complementar à gasolina ou etanol é uma forma válida para se aumentar a eficiência de motores do ciclo Otto, em busca de redução do consumo específico de combustível e emissões de poluentes.

## 6.2 Contribuição da dissertação

A contribuição desta dissertação de mestrado constituiu em dar prosseguimento aos estudos da utilização do hidrogênio como um combustível complementar em motores de ignição por centelha.

Primeiramente, para obter conclusões das pesquisas que vêm sendo desenvolvidas para a otimização de motores com a aplicação de hidrogênio, foi realizado e apresentado nesta dissertação uma revisão bibliográfica atual das linhas de pesquisas que vêm sendo desenvolvida nos últimos anos. Em posse deste embasamento, foi elaborada uma metodologia para a simulação termodinâmica da operação de um motor do ciclo Otto com misturas de combustíveis, gasolina-hidrogênio e etanol-hidrogênio, metodologia que permitiu obter resultados coerentes aos ensaios experimentais da literatura, ratificando a confiabilidade do *software* comercial AVL Boost<sup>®</sup>, utilizado na simulação. O modelo de combustão aplicado Wiebe Duas Zonas, integrado ao programa AVL Boost<sup>®</sup>, foi verificado sobre suas aproximações e os limites para este modelo quasi-dimensional.

Por fim, foi possível contribuir com uma análise da influência da adição de hidrogênio ao motor de ignição por centelha e definir em quais pontos de operação simulados ela possuiu maior efetividade.

## 6.3 Sugestões Para Trabalhos Futuros

Com o desenvolvimento desta pesquisa, foi possível visualizar propostas para trabalhos futuros, que deem prosseguimento a estudos de modos de operação e misturas de combustíveis que aperfeiçoem a operação dos motores de ignição por centelha, em busca de maior eficiência com menos emissões de poluentes. Destaca-se a seguir, as sugestões para trabalhos futuros com propostas de temas afins ao desenvolvido nesta pesquisa:

- Utilizar um processo de otimização, onde seja possível prever os parâmetros da equação de Wiebe, para o modelo de combustão, a partir dos dados de potência e consumo de combustível, extraídos de ensaios experimentais, para uma simulação computacional para motores do ciclo Otto operando com gasolina ou etanol, com adição de hidrogênio.

- Realizar uma nova simulação computacional utilizando um modelo de combustão multidimensional, de forma a detalhar todo o processo de combustão e formação de poluentes para misturas de gasolina-hidrogênio e etanol-hidrogênio, buscando otimização do seu funcionamento.
- Realizar simulações computacionais para a formação de poluentes em um motor de combustão interna utilizando a recirculações de gases de escape, e quantificar a eficiência deste processo para a redução de emissões de gases tóxicos na atmosfera.
- Executar experimentos da durabilidade do motor operando com adição de hidrogênio, com o objetivo de analisar se a adição de hidrogênio influencia no desgaste de componentes do motor e na vida útil do óleo lubrificante.
- Realizar experimentos em campo para um veículo equipado com um sistema de geração de hidrogênio a bordo (reator de eletrolise d'água) com vazões maiores que 1,2 L/min e um mapeamento de injeção de combustível otimizado para a operação com misturas combustíveis (gasolina-hidrogênio ou etanol-hidrogênio).

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANEEL, 2015, “Informações gerenciais”, Agência Nacional de Energia Elétrica, Brasília, DF, Brasil.
- ANP, 2015, “Biocombustíveis”, Agência Nacional de Petróleo, Gás e Biocombustíveis, Brasília, DF, Brasil.
- ALMEIDA, V. T. P., 2012, *Simulação Computacional de Emissões e Desempenho de um Motor Diesel Operando com Óleo Diesel e Hidrogênio*. Dissertação de M.Sc., PUC/MG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- ALMEIDA, L. Q., 2013, *Desempenho e Emissões de um veículo operando com Etanol, Gasolina e Hidrogênio*. Dissertação de M.Sc., PUC/MG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- AVL, 2011a, *AVL BOOST Version 2011 - Theory*, Graz, Austria.
- AVL, 2011b, *AVL BOOST Version 2011 – Users Guide*, Graz, Austria.
- BUENO, J. P. V. M., 2016, *Estudo Numérico da Influência das Características de Injeção de Misturas Óleo Diesel-Biodiesel-Etanol nas Emissões de NOx*. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- COELHO, D. A., 2013, *Gás Produto de Eletrólise Utilizando em Motores de Combustão Interna*. Dissertação de M.Sc., UNIFEI, Itajubá, MG, Brasil.
- DAL BEM, A. J., 2008, *Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM*. Tese de D.Sc., EESC/USP, São Carlos, SP, Brasil.
- ELSEMARY, I. M. M., ATTIA, A. A. A., ELNAGAR, K. H., ELARAQY, A. A. M., 2016, “Experimental Investigation on Performance of Single Cylinder Spark Ignition Engine Fueled With Hydrogen-gasoline Mixture”, *Applied Thermal Engineering*, v. 106, (Aug), pp. 850–854.

- EPE, 2015, “Balanco Energético Nacional 2015 – Ano Base 2014: Relatório Síntese”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- HEYWOOD, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1 ed., McGraw-Hill. New York, USA.
- JI, C., LIU, X., GAO, B., WANG, S., YANG, J., 2013, “Numerical Investigation on the Combustion Process in a Spark-Ignited Engine Fueled With Hydrogen-Gasoline Blends”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 38, (Ago), pp. 11149–11155.
- JI, C., WANG, S., ZHANG, B., 2012, “Performance of a Hybrid Hydrogen-gasoline Engine Under Various Operating Conditions”, *Applied Energy*, v. 97, (Set), pp. 584–589.
- JUSTINO, M. A. M., 2012, *Desempenho de um Grupo Motor-Gerador Alimentado com Óleo Diesel, Gás Natural e Hidrogênio*. Dissertação de M.Sc., PUC/MG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- KACEM, S. H., JEMNI, M. A., DRISS, Z., ABID, M. S., 2016, “The Effect of H<sub>2</sub> Enrichment on In-cylinder Flow Behavior, Engine Performances and Exhaust Emissions: Case of LPG-hydrogen Engine”, *Applied Energy*, v. 179, (Out), pp. 961–971.
- KAMIL, M., RAHMAN, M. M., 2015, “Performance Prediction of Park-ignition Engine Running on Gasoline-hydrogen and Methane-hydrogen Blends”, *Applied Energy*, v. 158, (Nov), pp. 556–567.
- KARAGOZ, Y., SANDALCI, T., DALKILIÇ, A. S., 2015a, “Effects of Hydrogen and Oxygen Enrichment on Performance and Emissions of an SI Engine Under Idle Operating Condition”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 40, (Jul), pp. 8607–8619.

- KARAGOZ, Y., YUKSEK, L., SANDALCI, T., DALKILIÇ, A. S., 2015b, “An Experimental Investigation on the Performance Characteristics of a Hydrogen Enriched Gasoline Engine With Water Injection”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 40, (Jan), pp. 692–702.
- KHERDEKAR, P. V., BHATIA, D., 2016, “Simulation of a Spark Ignited Hydrogen Engine for Minimization of NO<sub>x</sub> Emissions”, *International Journal of Hydrogen Energy*, (Nov), pp. 1–18.
- KOSMADAKIS, G. M., RAKOPOULOS, C. D., 2014, “Computational Fluid Dynamics Investigation of Alternative Nitric Oxide Emission Mechanisms in a Hydrogen-fueled Spark-ignition Engine”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 39, (Jul), pp. 11774–11791.
- MELO, T. C. C., 2012, *Análise Experimental e Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Etanol Hidratado na Gasolina*. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- MORAIS, A. M., JUSTINO, M. A. M., VALENTE, O. S., HANRIOT, S. M., SODRÉ, J. R., 2013, “Hydrogen Impacts on Performance and CO<sub>2</sub> Emissions from a Diesel Power Generator”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 38, (May), pp. 6857–6864.
- NETO, R. M. A. C., 2013, *Simulação Computacional e Análise Exergética de um Motor de Motocicleta de Baixa Cilindrada com Misturas de Gasolina e Etanol*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- REYES, M., TINAUT, F. V., MELGAR, A., PEREZ, A., 2016, “Characterization of the Combustion Process and Cycle-to-cycle Variations in a Spark Ignition Engine Fuelled with Natural gas/hydrogen Mixtures”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 41, (Jan), pp. 2064–2074.

- ROCHA, H. M. Z., 2016, *Determinação dos Efeitos da Utilização de Hidrogênio em Grupos Geradores a Diesel Operando com Diferentes Misturas Diesel-Óleo Vegetal*. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- SOUZA JUNIOR, G. C., 2009, *Simulação Termodinâmica de Motores Diesel Utilizando Óleo Diesel e Biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e Emissões*. Dissertação de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- SOUZA, M. V. C. de, 2015, *Simulação Sob Incertezas de Motores de Combustão Interna*. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- TEIXEIRA, C. V., 2010, *Análise de Emissões e Desempenho de Motores Diesel Utilizando Óleo Diesel Comercial, Biodiesel de Palma (B100) e Misturas (BX)*. Dissertação de M.Sc., IME, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- WANG, S., JI, C., 2012a, “Cyclic Variation in a Hydrogen-enriched Spark-ignition gasoline engine under various operating conditions”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 37, (Jan), pp. 1112–1119.
- WANG, S., JI, C., ZHANG, B., LIU, X., 2014, “Lean Burn Performance of a Hydrogen-blended Gasoline Engine at the Wide Open Throttle Condition”, *Applied Energy*, v.136, (Dez), pp. 43–50.
- WANG, S., JI, C., ZHANG, B., CONG, X., LIU, X., 2016, “Effect of CO<sub>2</sub> Dilution on Combustion and Emissions Characteristics of the Hydrogen-enriched gasoline engine”, *Energy*, v. 96, (Fev), pp. 118–126.
- WANG, X., ZHANG, H., YAO, B., LEI, Y., SUN, X., WANG, D., GE, Y., 2012b, “Experimental Study on Factors Affecting Lean Combustion Limit of S.I. Engine Fueled With Compressed Natural Gas and Hydrogen Blends”, *Energy*, v. 38, (Fev), pp. 58–65.

YELIANA, Y., 2010, *Parametric Combustion Modeling for Ethanol Gasoline Fuelled Spark Ignition Engine*. PhD Thesis. Mechanical Engineering, Michigan Technological University.

ZAKER, K., ASKARI, M. H., JAZAYERI, A., EBRAHIMI, R., ZAKER, B., ASHJAEI, M., 2015, "Open Cycle CFD Investigation of SI Engine Fueled with Hydrogen/methane Blends Using Detailed Kinetic Mechanism", *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 40, (Oct), pp. 14006–14019.



**ANEXO I**  
**PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL**

Neste anexo são apresentados os procedimentos e instrumentos utilizados por ALMEDIA (2013) para a execução dos testes para o motor *FlexFuel* operando com adição de hidrogênio.

O Experimento foi executado utilizando um veículo equipado com um motor de ignição por centelha de 4 tempos, com 4 cilindros em linha e cilindrada de 999 cm<sup>3</sup>. Segue abaixo os dados técnicos das dimensões e potência do motor:

Tabela I.1 – Dados técnicos do motor utilizado. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

<b>PARÂMETRO</b>	<b>VALOR</b>
<b>Número de cilindros</b>	4
<b>Diâmetro (mm) × curso (mm)</b>	70,00 × 64,90
<b>Deslocamento (cm<sup>3</sup>)</b>	999,056
<b>Razão de compressão</b>	12,15:1
<b>Torque máximo @ 3850 rev/min (N.m)</b>	97,12 (etanol) 93,20 (gasolina)
<b>Potência máxima @ 5500 rev/min (kW)</b>	55,93 (etanol) 54,44 (gasolina)

Um sistema de aquisição de dados foi empregado no experimento para armazenagem dos dados emitidos pela central eletrônica do veículo. O sistema de aquisição de dados se trata do equipamento ES-690, que se liga a unidade de controle eletrônico (ECU). A Figura I.1 apresenta o esquema de conexão do sistema. Assim, é possível ter acesso às informações disponíveis na ECU referentes ao controle dos sistemas de injeção e ignição do motor, além da visualização e possível modificar os parâmetros do motor no decorrer do tempo conforme o requerido no experimento. O *Software*, instalado em um micro computador, INCA faz a interface de comunicação com ES-690 e a ECU do veículo, ele registra e altera os parâmetros da ECU necessários para o experimento como, por exemplo: velocidade angular do motor, temperatura do ar, pressão no coletor de admissão, tempo de injeção, ângulo de ignição, controle do sensor de oxigênio (sonda lambda), etc.



Figura I.1 – Sistema de aquisição de dados da central eletrônica. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

Para aferir a razão de equivalência ar/combustível foi utilizado um sensor de lambda linear ligado a uma unidade de controle. O sistema de medição da razão de equivalência tem como objetivo principal a visualização do fator lambda durante o funcionamento do motor. O sensor lambda é pré-aquecido a 800°C e com tempo de resposta de 0,08 a 0,15 segundos, podendo realizar medições na faixa de temperatura de gás de exaustão do motor de -7°C a 900°C. A faixa de aferição do lambda é de 0,50 a 2,50 com resolução de 0,01. Segue ilustrado abaixo, o sistema de medição da razão de equivalência ar/combustível:



Figura I.2 – Sistema de medição da razão de equivalência da mistura. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

Nos experimentos foram utilizados termopares tipo K, ilustrados na Figura I.3, com capacidade de leitura na faixa de 0°C a 1000°C e incerteza de  $\pm 5,0^\circ\text{C}$ , foram aplicados para medir a temperatura da água de arrefecimento, óleo do motor, catalizador e gases de exaustão.



Figura I.3 – Termopar tipo K. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

Para aferir a pressão na câmara de combustão foi empregado o equipamento AVL Indicom. Onde o sistema é composto de hardware, software, encoder e velas instrumentadas, segue ilustrado na Figura I.4, o sistema na bancada de teste e na Figura I.5 a vela de ignição instrumentada com o sensor de pressão piezoelétrico, que faz medição direta da pressão dos gases na câmara de combustão. Este sistema empregado se destaca por não necessitar nenhum furo especial para acesso á câmara de combustão, pelo sensor ser agregado a vela de ignição, e a faixa de leitura do sensor é de 0 a 200 bar com erro máximo de 1,5%.



Figura I.4 – Sistema para aferir a pressão na câmara de combustão. Fonte: (ALMEIDA, 2013)



Figura I.5 – Vela de ignição instrumentada com sensor de pressão piezoelétrico. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

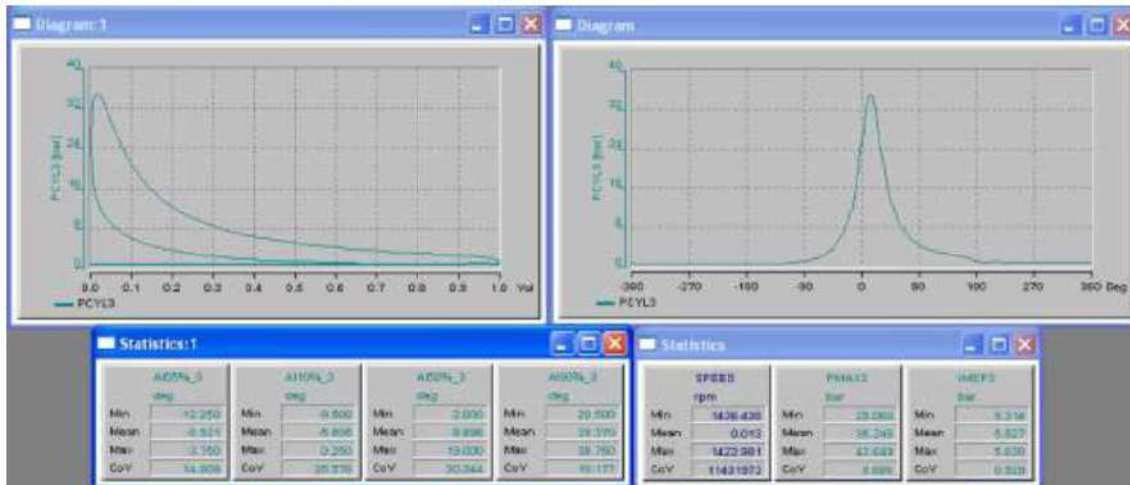


Figura I.6 – Tela do software de análise de pressão no cilindro. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

Para simular a resistência ao deslocamento do veículo, foi utilizado um dinamômetro de chassi, com potência de 75 kW, onde uma unidade elétrica de absorção de potência simula condições de carga no veículo. A condição de carga no veículo, ou potência resistiva, é imposta no rolo de forma a simular o coeficiente de resistência ao rolamento, o coeficiente de resistência aerodinâmica e também a inércia do veículo, desta maneira produzindo um efeito equivalente ao do veículo em movimento linear. Na Figura I.7 se vê a ilustração do dinamômetro de chassi:



Figura I.7 – Dinamômetro de chassi. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

O sistema de eletrólise da água, onde é gerado o hidrogênio utilizado nos ensaios experimentais do motor, é constituído de um reator de núcleo tubular, sendo os tubos externos o ânodo e os tubos internos o catodo da reação de eletrólise. A energia necessária para a reação de eletrólise e geração de hidrogênio foi provida pela bateria do veículo, que foi capaz de produzir uma vazão de 1,2 litros/minuto de hidrogênio-oxigênio na fração molar de 2:1, o gás foi disponibilizado ao motor diretamente no coletor de admissão pelos furos calibrados para a entrada de combustível do sistema de partida a frio do veículo. Segue na Figura I.8 o sistema de eletrólise utilizado:



Figura I.8 – Sistema de eletrólise da água com reator de núcleo tubular. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

Os pontos de operação utilizados nos ensaios experimentais realizados por ALMEIDA (2013) podem ser verificados na Tabela I.2, logo abaixo. Todos os testes

foram realizados a quente, variando a relação de equivalência da mistura ar/combustível com os seguintes valores de lambda,  $\lambda=1,00$ ; 1,07; 1,14 e 1,21.

Tabela I.2 – Pontos de operação dos ensaios experimentais. Fonte: (ALMEIDA, 2013)

<b>COMBUSTÍVEL</b>	<b>VELOCIDADE (rev/min)</b>	<b>EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA (%)</b>	<b>PRESSÃO NA ADMISSÃO (mbar)</b>	<b>ÂNGULO DA BORBOLETA (graus)</b>
<b>Gasolina</b>	840 (marcha lenta)	23	375	3,8
	1400	45	605 - 610	11,9
<b>Gasolina + H<sub>2</sub></b>	840 (marcha lenta)	23	375	3,8
	1400	45	605 - 610	11,9
<b>Etanol</b>	840 (marcha lenta)	23	370 - 375	3,8
	1400	46	615 - 620	11,9
<b>Etanol + H<sub>2</sub></b>	840 (marcha lenta)	23	375 - 380	3,8
	1400	46	620 - 625	11,9

O consumo de combustível foi determinado pelo cálculo de balanço de carbono, que utiliza os resultados de emissões dos poluentes CO<sub>2</sub>, CO, HC e CH<sub>4</sub>, de acordo com a norma ABNT NBR 7024. As emissões de poluentes foram determinadas para o motor operando com etanol e gasolina, na condição de 840 e 1400 rot/min, antes e após o catalizador.

**APÊNDICE I**  
**AJUSTE DO MODELO DE COMBUSTÃO**



Este apêndice apresenta os valores utilizados para o ajuste do modelo de combustão, Wiebe Duas Zonas, utilizado na simulação computacional desenvolvido nesta pesquisa. Retirando os dados para alimentação do combustível e características da combustão, de acordo com os dados experimentais de ALMEIDA (2013), as variáveis do modelo de combustão foram inseridas de modo empírico.

O parâmetro  $m$  representa o fator de forma, enquanto o parâmetro  $a$  o fator de eficiência da combustão, ambos seguem listados nas Tabelas II.1 e II.2, os valores utilizados para cada ponto de operação da simulação computacional. Também seguem listados nas Tabelas II.1 e II.2, os valores utilizados para duração de combustão ( $\Delta\alpha$ ) e início da combustão ( $\alpha_{ig}$ ), retirados dos experimentos de ALMEIDA (2013).

Tabela II.1 – Ajustes do modelo de combustão para gasolina e adição de hidrogênio.

COMBUSTÍVEL	RPM	$\lambda$	$m$	$a$	DURAÇÃO DE COMBUSTÃO ( $\Delta\alpha$ ) [graus]	ÂNGULO DE IGNIÇÃO ( $\alpha_{ig}$ ) [graus]
GASOLINA	840	1,00	1,20	2,996	77,62	-5
GASOLINA	840	1,07	1,36	4,605	72,65	-10
GASOLINA	840	1,14	1,64	6,908	74,69	-15
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	840	1,00	1,70	6,908	65,71	-8,5
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	840	1,07	1,75	6,908	62,13	-13
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	840	1,14	1,90	6,908	61,19	-18
GASOLINA	1400	1,00	2,20	6,908	47,71	-24,5
GASOLINA	1400	1,07	2,20	6,908	51,9	-26,5
GASOLINA	1400	1,14	2,60	6,908	55,3	-31
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	2,10	6,908	45,11	-24,5
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	2,20	6,908	47,29	-26,5
GASOLINAL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	2,60	6,908	52,51	-30

Tabela II.2 – Ajustes do modelo de combustão para etanol e adição de hidrogênio.

COMBUSTÍVEL	RPM	$\lambda$	$m$	$a$	DURAÇÃO DE COMBUSTÃO ( $\Delta\alpha$ ) [graus]	ÂNGULO DE IGNIÇÃO ( $\alpha_{ig}$ ) [graus]
ETANOL	840	1,00	1,80	2,303	80,87	-3
ETANOL	840	1,07	1,90	2,303	82,7	-7,5
ETANOL	840	1,14	1,30	2,303	83,72	-14
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,00	2,00	2,303	69,85	-7
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,07	1,50	2,996	72,75	-9
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,14	1,30	2,996	69,93	-18
ETANOL	1400	1,00	1,75	6,908	55,24	-26,3
ETANOL	1400	1,07	1,85	6,908	58,69	-30
ETANOL	1400	1,14	2,00	6,908	62,14	-34
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	1,70	6,908	54,67	-26,3
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	1,90	6,908	58,44	-30
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	2,07	6,908	61,42	-34

**APÊNDICE II**  
**RESULTADOS DA SIMULAÇÃO**

As Tabelas III.1 e III.2 apresentam os valores da pressão na admissão e a eficiência volumétrica obtidas na simulação para cada ponto de operação, sendo a Tabela III.1 os valores para a operação com gasolina e adição de hidrogênio e a Tabela III.2 para a operação com etanol e adição de hidrogênio.

Tabela III.1 – Parâmetros do motor na simulação com gasolina e adição de hidrogênio.

<b>COMBUSTÍVEL</b>	<b>RPM</b>	<b>LAMBDA</b>	<b>PRESSÃO NA ADMISSÃO [mbar]</b>	<b>EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA [%]</b>
GASOLINA	840	1,00	346,5	22,92
GASOLINA	840	1,07	347,3	23,00
GASOLINA	840	1,14	348,2	23,18
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,00	390,6	23,12
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,07	390,7	23,12
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,14	390,7	23,12
GASOLINA	1400	1,00	614,3	45,16
GASOLINA	1400	1,07	613,9	45,40
GASOLINA	1400	1,14	613,6	45,65
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,00	618,5	45,45
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,07	617,6	45,48
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,14	613,8	45,46

Tabela III.2 – Parâmetros do motor na simulação com etanol e adição de hidrogênio.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	PRESSÃO NA ADMISSÃO [mbar]	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA [%]
ETANOL	840	1,00	362,3	22,99
ETANOL	840	1,07	361,6	23,09
ETANOL	840	1,14	362,2	23,29
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,00	405,9	23,23
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,07	404,2	23,22
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,14	404,3	23,24
ETANOL	1400	1,00	653,3	45,97
ETANOL	1400	1,07	648,5	45,93
ETANOL	1400	1,14	644,1	45,96
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	659,5	46,42
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	657,0	46,50
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	652,8	46,50

Nas tabelas a seguir são apresentados os resultados obtidos na simulação computacional para consumo de combustível principal, gasolina ou etanol, consumo específico de combustível, IMEP e pressão máxima no cilindro:

Tabela III.3 – Resultados da simulação para gasolina com adição de hidrogênio.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	CONSUMO DE GASOLINA [g/s]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]
GASOLINA	840	1,00	0,1432	480,80	1,55	8,75
GASOLINA	840	1,07	0,1344	413,55	1,68	9,66
GASOLINA	840	1,14	0,1272	392,58	1,68	10,60
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,00	0,1432	399,34	1,86	9,70
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,07	0,1336	352,30	1,97	11,38
GASOLINA + HIDROGÊNIO	840	1,14	0,1256	322,65	2,02	12,83
GASOLINA	1400	1,00	0,4692	272,83	5,33	33,79
GASOLINA	1400	1,07	0,4404	269,29	5,07	32,52
GASOLINA	1400	1,14	0,4152	267,01	4,82	31,63
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,00	0,4696	276,84	5,26	36,17
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,07	0,4396	257,92	5,29	36,22
GASOLINA + HIDROGÊNIO	1400	1,14	0,4140	252,03	5,09	33,27

Tabela III.4 – Resultados da simulação para etanol com adição de hidrogênio.

COMBUSTÍVEL	RPM	LAMBDA	CONSUMO DE ETANOL [g/s]	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL [g/kWh]	IMEP [bar]	PRESSÃO MÁX. NO CILINDRO [bar]
ETANOL	840	1,00	0,2268	907,65	1,31	8,82
ETANOL	840	1,07	0,2128	849,64	1,32	8,90
ETANOL	840	1,14	0,2016	753,62	1,40	9,77
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,00	0,2240	684,05	1,70	9,40
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,07	0,2072	644,09	1,68	9,66
ETANOL + HIDROGÊNIO	840	1,14	0,1960	556,10	1,83	11,52
ETANOL	1400	1,00	0,7564	422,42	5,55	34,21
ETANOL	1400	1,07	0,7064	412,15	5,30	34,46
ETANOL	1400	1,14	0,6632	413,95	4,96	34,04
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,00	0,7512	419,17	5,55	35,43
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,07	0,7040	389,78	5,59	35,44
ETANOL + HIDROGÊNIO	1400	1,14	0,6624	388,49	5,28	35,21