



CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DISSERTAÇÃO

DANIEL HELENO DE CASTRO

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO NUMÉRICO 1D PARA SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO, CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL E PARÂMETROS DE COMBUSTÃO DE UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA OPERANDO COM INJEÇÃO DIRETA DE ETANOL

Orientador: Profº. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho

Coorientador: Profº. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2022

Daniel Heleno de Castro

**Desenvolvimento de um modelo numérico 1D para simulação do desempenho,
consumo específico de combustível e parâmetros de combustão de um motor
monocilíndrico de pesquisa operando com injeção direta de etanol**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Profº. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho

Coorientador: Profº. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2022

C355d Castro, Daniel Heleno de
Desenvolvimento de um modelo numérico 1D para simulação do desempenho, consumo específico de combustível e parâmetros de combustão de um motor monocilíndrico de pesquisa operando com injeção direta de etanol / Daniel Heleno de Castro. – 2022.
111 f. : il., gráfs, tabs, fotos.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

Orientador: Fernando Antônio Rodrigues Filho.

Coorientador: Thiago Augusto Araújo Moreira.

Banca examinadora: Fernando Antônio Rodrigues Filho, Thiago Augusto Araújo Moreira, Márcio Expedito Guzzo e Helder Giostri Alves de Almeida.

Bibliografia: f. 101-104.

Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Motores de combustão interna – Taxas – Teses. 2. Etanol – Teses. 3. Biocombustíveis – Teses. 4. Potência (Mecânica) – Teses. 5. Análise numérica – Métodos de simulação – Teses. 6. Fluidodinâmica computacional – Teses. I. Rodrigues Filho, Fernando Antônio. II. Moreira, Thiago Augusto Araújo. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDD 621.43

Daniel Heleno de Castro

Desenvolvimento de um modelo numérico 1D para simulação do desempenho, consumo específico de combustível e parâmetros de combustão de um motor monocilíndrico de pesquisa operando com injeção direta de etanol

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética **ou** Eficiência em Sistemas e Processos Mecânicos

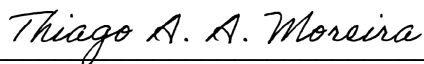
Belo Horizonte, 23/06/2022

Resultado: **APROVADO**

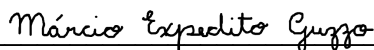
Banca Examinadora:



Prof. Dr. Fernando Antonio Rodrigues Filho
CEFET-MG



Prof. Dr. Thiago Augusto Araujo Moreira
CEFET-MG



Prof. Dr. Marcio Expedito Guzzo
CEFET-MG



Prof. Dr. **Hélder Giostri Alves de Almeida**
IBMEC

AGRADECIMENTOS

Agradeço a DEUS.

Agradeço a minha esposa e filha, que durante os últimos anos foram parceiras e compreenderam as ausências necessárias para a execução deste trabalho.

Agradeço a VLI, pelo incentivo e liberações durante o curso.

Agradeço ao meu orientador Professor Dr. Fernando Antonio Rodrigues Filho, pelas orientações, paciência e direcionamentos.

Agradeço ao Professor Dr. José Guilherme Coelho Baeta, coordenador do Centro da Tecnologia da Mobilidade (CTM) da UFMG por disponibilizar os dados experimentais para calibração e validação do modelo desenvolvido. Sua cooperação viabilizou a execução desse trabalho.

Agradeço ao CEFET-MG por criar e apoiar o Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

RESUMO

O setor do transporte é responsável por 24% das emissões de GHG no mundo e 8,6% no Brasil. No país, os combustíveis fósseis representam 76,9% da matriz energética do setor de transportes. Com uma insolação média de 4800 Wh/m², 188,7 milhões de ha de terras agricultáveis e uma rede de distribuição completamente desenvolvida, o etanol é a melhor solução para a sustentabilidade da mobilidade no Brasil. Este fato associado ao elevado custo dos veículos elétricos e aos enormes desafios ambientais relacionados à fabricação das baterias, apontam para a importância das pesquisas de motores de combustão interna abastecidos com etanol e outros biocombustíveis. O presente trabalho tem como objetivo avaliar o efeito da razão volumétrica de compressão no consumo específico de combustível (ISFC) de um motor de combustão interna monocilíndrico de pesquisa, modelo AVL 5496, com sistema de injeção direta de combustível, movido a etanol. Para esta finalidade foi proposto um modelo matemático 1D implementado no software GT-Power. O modelo foi calibrado e validado a partir de dados experimentais para 3.000 e 4.500 RPM na condição de plena carga e RC de 11,5:1. As diferenças encontradas entre o modelo simulado e os dados experimentais foram inferiores a 5% para os parâmetros de pressão média efetiva indicada (PMEI), vazão mássica de ar, torque e potência indicada, e ISFC, demonstrando a validação do modelo e a correta correlação das condições de contorno. As simulações ocorreram para três razões volumétricas de compressão (11,5:1; 13,0:1 e 15,0:1) e onze condições operacionais do motor, totalizando trinta e três condições diferentes. Os erros numéricos se mantiveram abaixo de 5%. Os resultados apresentaram uma tendência de redução do ISFC com o aumento da razão volumétrica de compressão. O aumento da razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 implicou em uma redução superior a 4% no ISFC, para o motor estudado com o uso do etanol.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, etanol, biocombustíveis, GT-Power, Simulação numérica 1D, Razão volumétrica de compressão, CFD.

ABSTRACT

The transport sector is responsible for 24% of GHG emissions worldwide and 8.6% in Brazil. In the country, fossil fuels represent 76.9% of the energy matrix of the transport sector. With an average insolation of 4800 Wh/m², 188.7 million ha of arable land and a fully developed distribution network, ethanol is the best solution for sustainable mobility in Brazil. This fact, associated with the high cost of electric vehicles and the enormous environmental challenges related to the manufacture of batteries, point to the importance of research on internal combustion engines fueled with ethanol and other biofuels. The present work aims to evaluate the effect of the volumetric compression ratio on the specific fuel consumption (ISFC) of a research single-cylinder internal combustion engine, model AVL 5496, with a direct fuel injection system, powered by ethanol. For this purpose, a 1D mathematical model implemented in GT-Power software was proposed. The model was calibrated and validated from experimental data at 3,000 and 4,500 RPM at full load and RC of 11.5:1. The differences found between the simulated model and the experimental data were less than 5% for the parameters of indicated mean effective pressure (PMEI), air mass flow, indicated torque and power, and ISFC, demonstrating the model validation and the correct correlation of the boundary conditions. The simulations took place for three volumetric compression ratios (11.5:1; 13.0:1 and 15.0:1) and eleven engine operating conditions, totaling thirty-three different conditions. Numerical errors remained below 5%. The results showed a tendency to decrease the ISFC with the increase in the volumetric compression ratio. The increase in the volumetric compression ratio from 11.5:1 to 15.0:1 resulted in a reduction of more than 4% in the ISFC, for the engine studied with the use of ethanol.

Keywords: Internal combustion engine, ethanol, biofuels, GT-Power, 1D numerical simulation, Volumetric compression ratio, CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Emissão global de CO ₂ por setor, 2018	15
Figura 2 - Geração de energia elétrica no mundo, 2018	17
Figura 3 – Emissões veiculares por tipo de combustível utilizado	18
Figura 4 – Participação de fontes renováveis na matriz energética.....	19
Figura 5 – a) Diagrama P-v e b) Diagrama T-s para um ciclo teórico Otto	21
Figura 6 - Diagrama comparativo P-v do ciclo Otto ideal e real.....	24
Figura 7 - Os quatro tempos do ciclo mecânico de um MCI	25
Figura 8 – Princípio de funcionamento de um dinamômetro	27
Figura 9 – Sistemas de injeção de combustível – a) PFI e b) DI	36
Figura 10 – Efeito do avanço de ignição no torque	38
Figura 11 – Influência do avanço de ignição no diagrama PV	39
Figura 12 – Fases da combustão em um motor SI.....	40
Figura 13 – Curvas de pressão no cilindro com e sem detonação	41
Figura 14 –Variação cíclica de pressão dos gases no interior do cilindro.....	41
Figura 15 – Curva de fração de massa queimada (MBF).....	43
Figura 16 – Matriz de combustíveis no Brasil - 2017.....	45
Figura 17 – Produção global de etanol – Bilhões de litros.....	47
Figura 18 – Esquema de grade escalonada.....	50
Figura 19 – Eficiência de conversão de combustível – E27 e E100	52
Figura 20 – Pressão média efetiva, barra de incerteza = 3%	54
Figura 21 – Pressão máxima no interior dos cilindros, barra de incerteza = 3%	54
Figura 22 – Motor AVL 5496.....	59
Figura 23 – Montagem CAD do cabeçote e de parte dos dutos de admissão e exaustão....	61
Figura 24 – Curva do coeficiente de descarga das válvulas de admissão.....	63
Figura 25 – Curva do coeficiente de descarga das válvulas de exaustão	63
Figura 26 – Pontos de operação – testes experimentais.....	64
Figura 27 – Placas metálicas no bloco do motor para variação da RC	65
Figura 28 – Geometria subdividida no GEM3D.	66
Figura 29 – Objetos criados no GT-Power	67
Figura 30 – Diagrama de blocos para simulação do motor no GT-Power	70
Figura 31 – Pressão no cilindro em função do ângulo do eixo do motor – 3000 RPM WOT.	74
Figura 32 – Pressão no cilindro em função do ângulo do eixo do motor – 4500 RPM WOT.	74
Figura 33 – Consumo específico de combustível – dados experimentais e simulação.....	76
Figura 34 – Torque indicado – dados experimentais e simulação.....	76

Figura 35 – Pontos simulados.....	78
Figura 36 – Vazão mássica de ar para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1 ..	79
Figura 37 – Vazão mássica de ar para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1 ..	80
Figura 38 – Vazão mássica de ar para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1 ..	80
Figura 39 – Pressão máxima dos gases no cilindro para RC de 11,5:1	82
Figura 40 – Pressão máxima dos gases no cilindro para RC de 13,0:1	83
Figura 41 – Pressão máxima dos gases no cilindro para RC de 15,0:1	83
Figura 42 – PMEI para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1.....	85
Figura 43 – PMEI para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1.....	86
Figura 44 –PMEI para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1.....	86
Figura 45 – ISFC para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1	89
Figura 46 – ISFC para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1	89
Figura 47 – ISFC para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1	90
Figura 48 – PMEP em função da RC	90
Figura 49 – Consumo específico de combustível em função da RC – Dados numéricos	92
Figura 50 – Consumo específico de combustível em função da RC – Dados experimentais	93
Figura 51 – ISFC para sistema DI e PFI para RC 11,5:1	96
Figura 52 – ISFC para sistema DI e PFI para RC 13,0:1	96
Figura 53 – ISFC para sistema DI e PFI para RC 15,0:1	97
Figura 54 – Torque indicado para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1	105
Figura 55 – Torque indicado para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1	106
Figura 56 – Torque indicado para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1	106
Figura 57 – Potência indicada para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1.....	108
Figura 58 – Potência indicada para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1.....	109
Figura 59 – Potência indicada para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1.....	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relação $A/F_{(s)}$ para combustíveis.....	33
Tabela 2 - Composição do ar atmosférico.....	34
Tabela 3 – Propriedades da gasolina e etanol	47
Tabela 4 – Especificações do motor	58
Tabela 5 – Propriedades do etanol conforme ANP	60
Tabela 6 – Cálculo do coeficiente da descarga da admissão.....	62
Tabela 7 – Cálculo do coeficiente de descarga da exaustão.....	62
Tabela 8 – Condições de operação para validação do modelo, em WOT	65
Tabela 9 – Características dos condutos	67
Tabela 10 – Ajustes e dados impostos na calibração do modelo	72
Tabela 11 – Valores comparativos das condições de operações simuladas	73
Tabela 12 – Resultados das condições de operações simuladas	75
Tabela 13 – Erros referentes aos pontos operacionais para calibração do modelo.....	77
Tabela 14 – Valores e erros percentuais da vazão mássica de ar	81
Tabela 15 – Valores e erros percentuais da pressão máxima dos gases no cilindro.....	84
Tabela 16 – Erro numérico da PMEI	87
Tabela 17 – Erro numérico do ISFC.....	91
Tabela 18 – Redução no consumo específico de combustível – Dados experimentais.....	94
Tabela 19 – Redução no consumo específico de combustível – Dados simulados.....	94
Tabela 20 – Comparação do ISFC nos sistemas DI e PFI	97
Tabela 21 – Erro numérico do torque indicado	107
Tabela 22 – Erro numérico da potência indicada	111

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

0D - Zero dimensionais

1D – Unidimensionais

3D – Tridimensionais

ANP – Agência Nacional do Petróleo

APMI – Antes do ponto morto inferior

APMS – Antes do ponto morto superior

BMEP - Pressão média efetiva de eixo, do inglês *brake mean effective pressure*

BSFC - Consumo específico de combustível no eixo, do inglês *break specific fuel consumption*

C – Carbono

CD – Coeficiente de descarga de válvula

CFD – Dinâmica dos fluidos computacionais, do inglês *computational fluid dynamics*

CH₄ - Metano

CO – Monóxido de Carbono

CO₂ – Dióxido de Carbono

COV – Covariância

CVVT - Abertura de válvulas continuamente variável, do inglês *continuously variable valve timing*

CTM – Centro de Tecnologia e Mobilidade

DI – Sistema de injeção de direta de combustível, do inglês *direct injection*

DPMI – Depois do ponto morto inferior

DPMS – Depois do ponto morto superior

E22 – Gasolina brasileira com a adição de 22% de álcool etílico anidro

E27 – Gasolina brasileira com a adição de 27% de álcool etílico anidro

E100 – Álcool etílico hidratado

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

EV – Veículo elétrico, do inglês *electric vehicle*

FMEP – Pressão média efetiva de atrito, do inglês *friction mean effective pressure*

GHG - gases intensificadores do efeito estufa, do inglês *greenhouse gases*

H₂O - Água

HC – Hidrocarbonetos

HRR - Taxa de liberação de calor do fluido, do inglês *heat release rate*

IEA – Agência Internacional de Energia

IC - Motores de ignição por compressão

IGNADV – Avanço de ignição

ISFC – Consumo específico de combustível indicado

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

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

MCI – Motor de combustão interna

MP - Material particulado,

N₂ – Nitrogênio

NO_x - Óxidos de nitrogênio

ONU – Organizações das Nações Unidas

P - Potência

P - Pressão da mistura

PCI – Poder calorífico inferior

PCS – Poder calorífico superior

PFI – Sistema de injeção de indireta de combustível, do inglês *port fuel injection*

PME – Pressão média efetiva

PMEI – Pressão média efetiva indicada

PMEP – Pressão média efetiva de bombeamento, do inglês *pumping mean effective pressure*

PMI – Ponto morto inferior

PMS –Ponto morto superior

RC – Razão volumétrica de compressão

RPM – Rotações por minuto

RVC – Razão volumétrica de compressão

SFC - Consumo de combustível indicado, do inglês *specific fuel consumption*

SI - Motores de ignição por centelha, do inglês *spark ignition*

SOI - Início de injeção de combustível, do inglês *start of injection*

SO_x - Óxidos de enxofre

T - Torque exercido pelo motor

TPA - Análise de três pressões, do inglês *three pressure analys*

VC – Volume de controle

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

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

LISTA DE SÍMBOLOS

- $(A/F)_r$ - Razão ar/combustível em massa real
- $(A/F)_s$ - Razão ar/combustível em massa estequiométrica
- A_{sup} - Área da superfície do VC (m²)
- COV_{PMEI} - Covariância do PMEI
- $C_{p,m}$ - Velocidade média do cilindro (m/s)
- $FMEP_{const}$ – Constante do modelo de atrito (bar)
- f - Fração do calor latente de evaporação transferido pela carga do cilindro
- h_c - Coeficiente médio de transferência de calor (W/(m²K))
- h - Entalpia (J/kg)
- K - Coeficiente politrópico
- k - Condutividade térmica da mistura (W/mK)
- M - Massa molar da mistura (g/mol)
- $\dot{m}_f$ - Vazão mássica de combustível (kg/s)
- η_t - Eficiência térmica
- η_v - Eficiência volumétrica
- η_m – Eficiência mecânica
- η_c – Eficiência de combustão
- $\rho_{a,i}$ - Densidade do ar admitido (m³/kg)
- ρ_a - Massa específica do ar admitido na temperatura de referência (m³/kg)
- ρ_u - Densidade da mistura não queimada (m³/kg)
- σ_{PMEI} - Desvio padrão da PMEI
- $\Delta\theta$ - Deslocamento angular do virabrequim durante da combustão (°)
- $\Delta\theta_d$ – Atraso de ignição ou ângulo de desenvolvimento da chama, MBF 10 IGNADV (°)
- $\Delta\theta_b$ - Ângulo de queima rápida, MBF 10-90 (°)
- θ - Deslocamento angular do virabrequim (°), ou posição angular do virabrequim
- θ_0 – Posição angular do virabrequim no início da combustão
- λ - Fator lambda;
- μ - Viscosidade dinâmica da mistura (m²/s)
- ρ - Densidade da mistura (m³/kg)
- ϕ - Variável dependente em cálculos de elementos finitos
- Γ_ϕ - Coeficiente de difusão
- M_b - Massa de mistura ar combustível queimada (kg)
- M_e - Entrada de massa de mistura não queimada (kg)

$\dot{m}$: Vazão mássica de ar através do conduto de admissão (kg/s)
 m_c - Massa de carga dentro do cilindro (kg)
 m_{ev} - Massa de combustível evaporada (kg)
 n_r - Número de revoluções para execução do ciclo
 N – Frequência de rotação do motor, revoluções por minuto (RPM)
 PCI_{comb} : Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)
 $P_{Cyl,max}$ - Pressão máxima do cilindro (bar)
 $PMEI_{médio}$ – PMEI média dos ciclos analisados (bar)
 P_{ef} : Potência de freio efetiva (kW)
 P_m - Pressão do cilindro sem a combustão (bar)
 P_r - Pressão do fluido operante (bar)
 T_g - Temperatura dos gases no interior do cilindro (K)
 T_r - Temperatura do fluido operante (K)
 T_w - Temperatura da parede (K)
 t – Tempo (s)
 u - Energia interna específica (J/kg)
 v - Velocidade do fluido (m/s)
 V – Volume (m³)
 V_d - Volume deslocado (m³)
 V_r - Volume do fluido operante (m³)
 q_{ev} - Calor latente de evaporação (kJ/kg)
 x_b - Fração de combustível queimada
 Q_{HV} - Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)
 Q_w - Calor perdido para as paredes (J)
 r_c - Razão volumétrica de compressão
 S_L - Velocidade de chama laminar (m/s)
 S_T - Velocidade de chama turbulenta (m/s)
 S_p - Velocidade média do pistão (m/s)
 S_ϕ - Termo fonte
 sfc - Consumo específico de combustível (g/kWh)
 ω - Rotação do motor (RPM)

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	15
1.1.	Objetivos Gerais	20
1.2.	Objetivos Específicos	20
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1.	Fundamentos Teóricos	21
2.1.1.	Ciclo teórico Otto	21
2.1.2.	Ciclo real para motores de ignição por centelha – SI	24
2.1.3.	Parâmetros de desempenho dos MCI	26
2.1.4.	Formação da mistura ar/combustível	32
2.1.5.	Sistemas de injeção	35
2.1.6.	Combustão.....	37
2.1.7.	Combustíveis.....	44
2.2.	Modelagem numérica.....	48
2.2.1.	Modelagem dos volumes finitos	49
2.3.	Estado da Arte	51
2.4.	Considerações finais	56
3.	METODOLOGIA	57
3.1.	Seleção do motor	57
3.2.	Combustível utilizado	59
3.3.	Dados geométricos do motor	60
3.4.	Coeficiente de descarga das válvulas	61
3.5.	Condições de operação do motor	64
3.6.	Modelagem geométrica do motor	65
3.7.	Calibração do modelo	71
3.8.	Considerações sobre o modelo desenvolvido no GT-Power	77
4.	RESULTADOS E ANÁLISES	78
4.1.	Vazão mássica de ar	79
4.2.	Pressão máxima dos gases no interior do cilindro	82
4.3.	Pressão média efetiva.....	85
4.4.	Consumo específico de combustível.....	88
4.5.	Análise do consumo específico em relação a RC.....	92
4.6.	Análise comparativa entre o sistema DI e PFI.....	95
5.	CONCLUSÃO	98
5.1.	Sugestões para trabalhos futuros.....	99

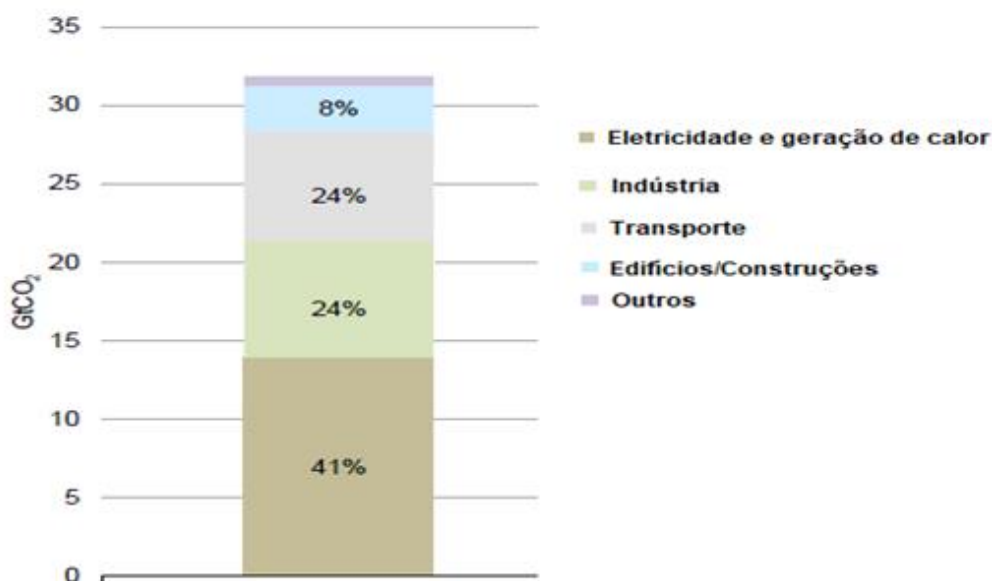
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	101
APÊNDICE A - Torque e potência indicada.....	105

1. INTRODUÇÃO

Atualmente existem 7,9 bilhões de pessoas no mundo gerando uma demanda para geração de energia de 14.282 Mtep (megatoneladas equivalentes de petróleo). Apesar do expressivo crescimento na geração de energia a partir de fontes renováveis, a matriz energética mundial não sofreu alterações significativas nas últimas 3 décadas permanecendo com 86% da energia gerada a partir de fontes não renováveis (IEA, 2020). A geração de gases intensificadores do efeito estufa decorrentes da queima de combustíveis fósseis representa um dos maiores, senão o maior, desafio do setor de energia da atualidade. A extrema necessidade da descarbonização dos diversos setores da sociedade tem estabelecido as diretrizes para o desenvolvimento tecnológico.

O setor de transporte é a segunda maior fonte mundial de emissão de gases intensificadores do efeito estufa (GHG, do inglês *greenhouse gases*) com 24% do total, ficando atrás do setor de geração de energia e aquecimento de ambientes com 41%, conforme apresentado na Figura 1. No Brasil o setor de transporte representa 8,6%, sendo a terceira maior fonte das emissões nacionais de GHG. Em 2021 na COP 26 o Brasil estabeleceu a meta de reduzir as emissões de GHG em 50% até 2030. Neste cenário a descarbonização do setor de transporte pode e deve contribuir para o alcance dessas metas.

Figura 1 – Emissão global de CO₂ por setor, 2018



Fonte: Adaptado de (IEA, 2020)

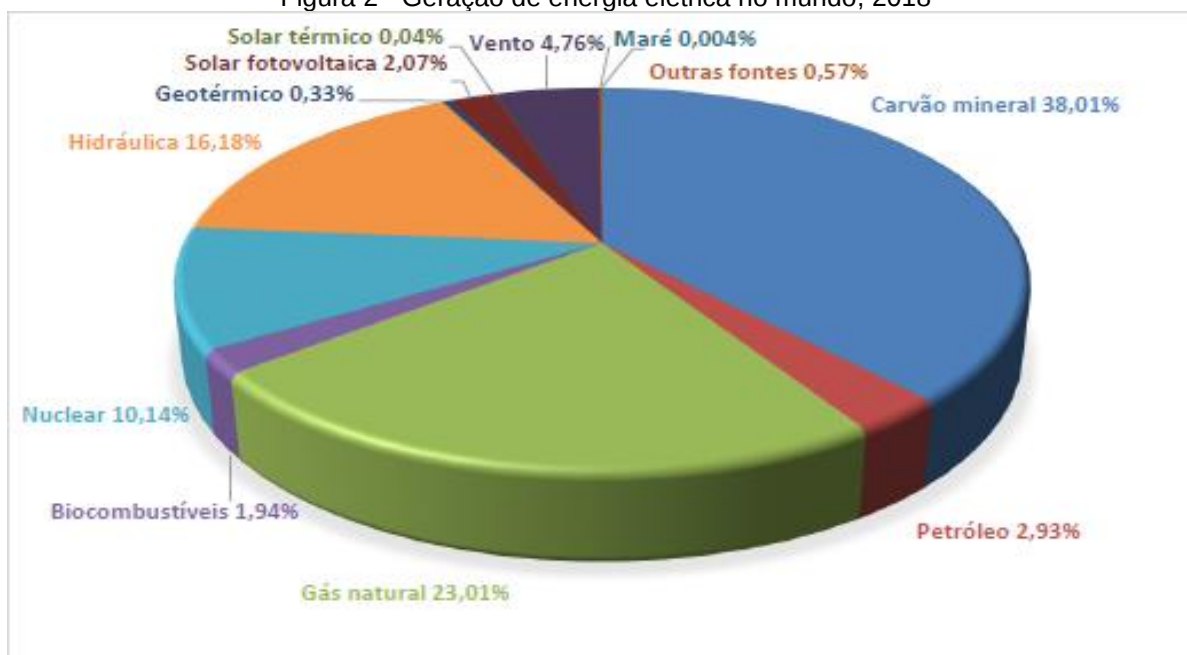
No Brasil, as emissões de CO₂ devidas a queima de combustíveis cresceram 131,8%, no período de 1990 a 2017 (IEA, 2019). Segundo a ANP (2020) foram consumidos no Brasil em 2019, 2.398 mil barris/dia de derivados do petróleo, aumento de 0,9% ante o ano anterior e de 5,6 % nos últimos 10 anos. Por se tratar de combustíveis fósseis, não renováveis, faz-se necessário o desenvolvimento de tecnologias visando não apenas a redução do consumo específico de combustível e emissões de poluentes, mas sobretudo a substituição desses combustíveis por renováveis, tais como o etanol e o biodiesel. A substituição do diesel fóssil pelo biodiesel pode reduzir em até 72% as emissões provenientes da queima destes combustíveis, enquanto a substituição da gasolina pelo etanol pode resultar em 100% de redução das emissões, considerando todo o ciclo de vida dos biocombustíveis (IEA, 2019).

O etanol e o biodiesel por terem diversas fontes de matéria-prima, sendo elas vegetais ou animais surgem como as principais alternativas aos derivados do petróleo. No Brasil a principal matéria-prima para a produção do etanol é a cana de açúcar, e para a produção de biodiesel é o óleo de soja. Uma característica positiva na produção desses biocombustíveis é o baixo nível de poluição, além da reabsorção de CO₂ pelo cultivo de suas respectivas matérias-primas. No ano de 2017, o etanol representou 17,4% do consumo total brasileiro, enquanto o biodiesel foi responsável por 3,7% (ANP, 2020).

O Brasil é o segundo maior produtor de etanol do mundo, com uma produção de 32,6 bilhões de litros ano. A enorme capacidade de produção de etanol instalada, com uma rede de distribuição do combustível em todo território nacional associada a uma frota de veículos leves formada por 82% de veículos dotados de tecnologia flexfuel fazem do etanol a melhor alternativa para mitigação dos GHG de origem automotiva para o Brasil.

Neste contexto é muito importante criticar a solução da eletrificação da frota defendida pelos países da União Europeia. Segundo a Agência Internacional de Energia (IEA, 2020), 64% da energia elétrica mundial é obtida de fonte fóssil, sobretudo carvão mineral conforme demonstrado na Figura 2. Dessa forma é um enorme equívoco em atribuir a nomenclatura ZEV, do inglês *zero emissions vehicle*, para os veículos elétricos, pois embora não emitam gases durante sua operação, ocorre significativa emissão de GHG durante a geração da energia elétrica e fabricação da bateria.

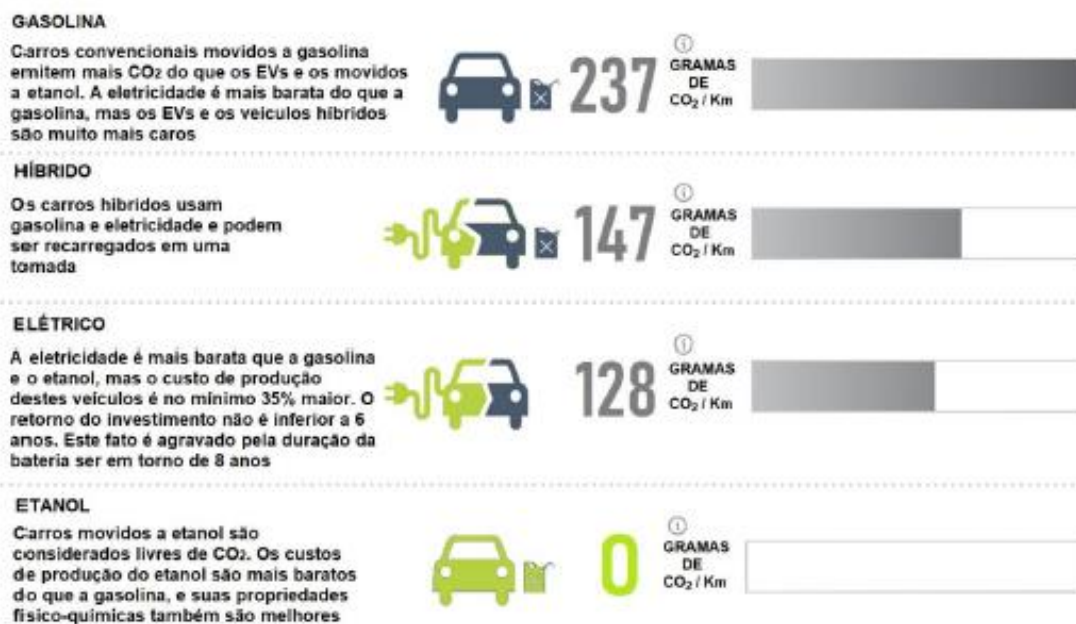
Figura 2 - Geração de energia elétrica no mundo, 2018



Fonte: (IEA, 2020)

Adicionalmente, Lana (2022) afirma que a produção de uma bateria para aplicação em veículo elétrico emite aproximadamente 7 toneladas de CO_2 para a atmosfera, quantidade equivalente a gerada na produção de um veículo. Segundo este autor, um veículo elétrico (VE) abastecido com energia elétrica renovável precisa rodar 43 mil quilômetros para se tornar ambientalmente vantajoso em relação a um veículo convencional abastecido com gasolina (combustível fóssil). Fica evidente portanto que um veículo dotado de motor de combustão interna abastecido com etanol vai emitir pelo menos 7 toneladas de CO_2 a menos que um veículo elétrico abastecido com energia elétrica renovável. Malaquias et al. (2019) apresentam na Figura 3 uma estimativa da emissão de CO_2 por quilômetro rodado em função do tipo de veículo e do combustível utilizado.

Figura 3 – Emissões veiculares por tipo de combustível utilizado

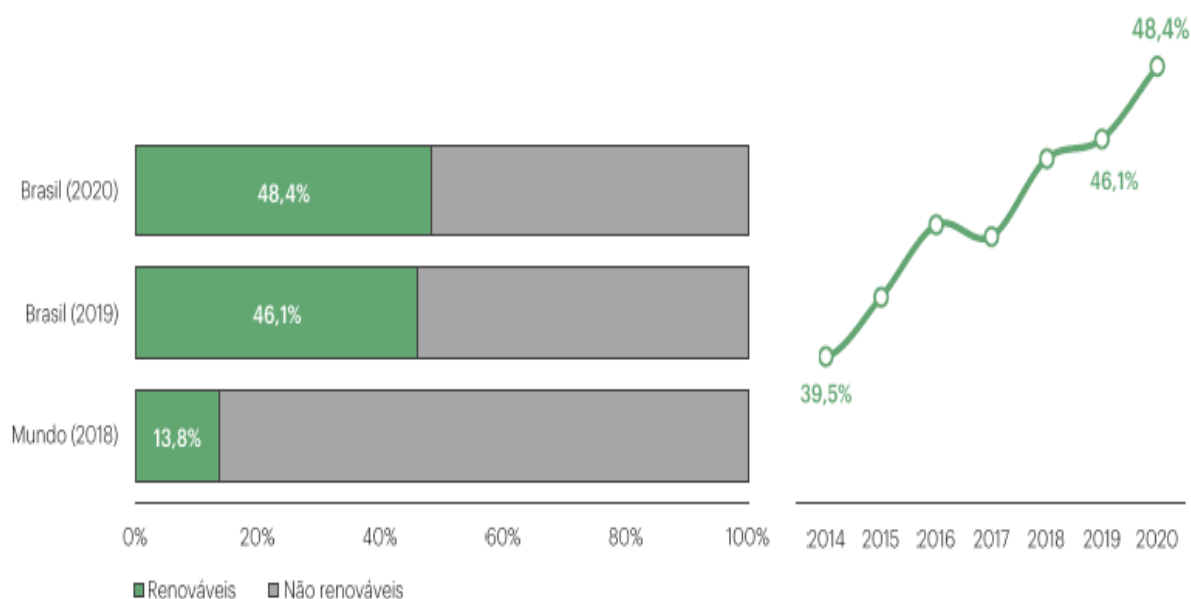


Fonte: Adaptado de (MALAQUIAS et al., 2019)

Quando se avalia toda a cadeia energética, considerando a produção e distribuição de energia elétrica, bem como a produção e o descarte de baterias, observa-se que um veículo elétrico emite 128 g de CO₂ por quilômetro percorrido. Quando equipado com motor SI usando gasolina como combustível, a emissão é de 237 g de CO₂ / km, e 0 g de CO₂ / km quando abastecido com etanol. Isso porque o processo da fotossíntese na produção do etanol, absorve o equivalente as emissões de CO₂ durante a operação do veículo (MALAQUIAS et al., 2019). Conclui-se que o cenário atual, no Brasil, não é favorável para veículos exclusivamente elétricos.

Nesse contexto, o Brasil se destaca no uso de energias renováveis. Enquanto a média mundial de produção de energia por fontes renováveis é de 13,8%, o Brasil tem 48,4% de sua produção por fontes renováveis. A Figura 4 demonstra a crescente participação das fontes renováveis na matriz energética brasileira, partindo de uma participação de 39,5% em 2014 até chegar ao número atual de 48,4% em 2020. Esse aumento se justifica pelo grande interesse nacional no desenvolvimento dos biocombustíveis, inicialmente marcado pela instituição do Proálcool em 1975, que visava incentivar a produção de etanol no país em substituição à gasolina, entre outras políticas e legislação que visam o desenvolvimento dos biocombustíveis (EPE, 2021).

Figura 4 – Participação de fontes renováveis na matriz energética



Fonte: Adaptado de (EPE, 2021)

Analizando dados publicados nas tabelas de eficiência energética veicular do INMETRO, Rodrigues Filho (2014) constatou que a implementação da tecnologia flex provocou um aumento do consumo de combustível dos veículos, submetidos ao ciclo padrão de rodagem FTP-75 de aproximadamente 6%. O autor atribuiu esse aumento no consumo de combustível a utilização de uma razão volumétrica de compressão (RC) intermediária entre os valores ótimos para os motores movidos exclusivamente a gasolina e a etanol. O aumento da RC possibilita a exploração das características físico-químicas do etanol, sobretudo seu elevado calor latente de vaporização e o número de octanas, visando o aumento da eficiência de conversão de combustível.

O presente trabalho tem como objetivo estudar através de ferramentas numéricas a influência da RC de compressão sobre o consumo específico de combustível de um motor alimentado com etanol com sistema de injeção direta de combustível.

Destaca-se a importância da dinâmica de fluidos computacional (CFD), do inglês *Computational fluid dynamics*, que tem sido amplamente utilizada em projetos de pesquisa para desenvolvimento dos MCI. Ainda, tem sido utilizada em investigações e diagnósticos de problemas onde não há a possibilidade de ensaios experimentais (VAZ, 2018), (NETTO, 2018). Os modelos unidimensionais (1D) são utilizados para avaliar o desempenho e as emissões de motores, apresentando resultados com erros inferiores a 7% quando comparados a resultados reais (AVELAR, 2018). Softwares comerciais estão disponíveis no

mercado para esta modelagem computacional. O GT-Power, utilizado neste trabalho, possui ambiente específico para modelagem de motores de combustão interna. Ele utiliza de métodos de volumes finitos para modelagem unidimensional, e é capaz de prever desempenho, consumo de combustível, parâmetros de combustão e emissões de gases dos motores de combustão interna, o que o torna uma excelente ferramenta para o estudo dos MCI.

1.1. Objetivos Gerais

Este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um modelo numérico 1D, usando o código computacional do GT-Power, para simular o desempenho, o consumo específico de combustível e os principais parâmetros de combustão de um motor monocilíndrico de pesquisa de ignição por centelha, do inglês *spark ignition* (SI), injeção direta utilizando etanol comercial brasileiro.

1.2. Objetivos Específicos

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

1. Seleção de um motor de ignição por centelha para os quais estejam disponíveis dados experimentais, com incerteza adequada, para calibração e validação do modelo desenvolvido.
2. Caracterização geométrica do motor e dos seus sistemas de admissão e escape.
3. Calibração do modelo numérico a partir de dados experimentais.
4. Validação do modelo numérico confrontando os resultados numéricos com os dados experimentais.
5. Simulação do desempenho e consumo específico de combustível para três razões volumétricas de compressão.
6. Avaliação das vantagens do sistema de injeção direta de combustível sobre o sistema PFI

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica é dividida em duas partes, na primeira parte são apresentados os princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna. Os principais combustíveis utilizados, parâmetros de combustão e uma análise da combustão aplicada a motores de ignição por centelha também são expostos. A segunda parte deste capítulo, o estado da arte, apresenta resumos de trabalhos de pesquisa em MCI envolvendo injeção direta, etanol, o efeito da RC no ISFC e a modelagem numérica, incluindo a modelagem 1D utilizando o código numérico do GT-Power,

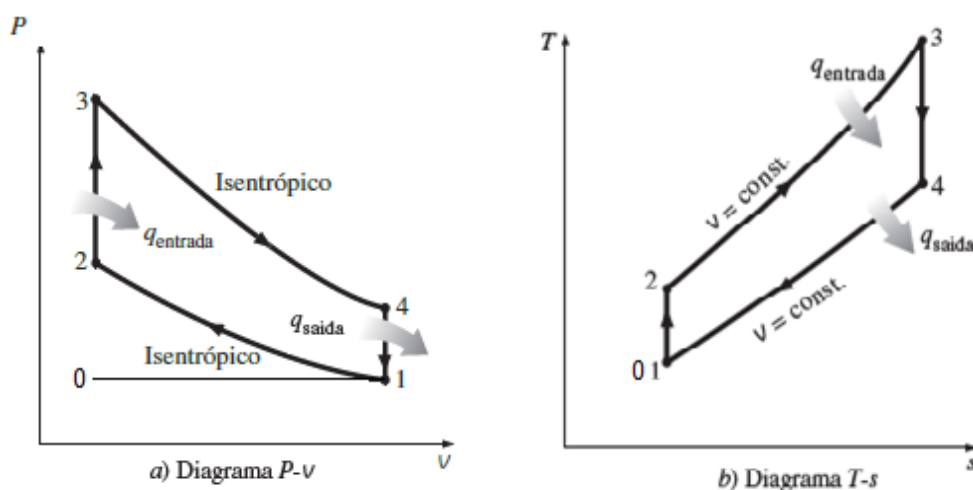
2.1. Fundamentos Teóricos

Neste capítulo são descritos os principais parâmetros de desempenho, combustão e emissões, bem como os combustíveis utilizados nos motores de ignição por centelha (SI).

2.1.1. Ciclo teórico Otto

O ciclo teórico Otto de um MCI considera o fluido de trabalho o ar, com comportamento de gás ideal, com calores específicos constantes. Se caracteriza pela adição de calor a volume constante, e é composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos. O ciclo Otto é mostrado nos diagramas P-v e T-s na Figura 5.

Figura 5 – a) Diagrama P-v e b) Diagrama T-s para um ciclo teórico Otto



O ciclo teórico Otto consiste em quatro processos internamente reversíveis. O primeiro processo é uma compressão isentrópica, com o êmbolo se deslocando do ponto 1, no ponto morto inferior (PMI) para o ponto 2, no ponto morto superior (PMS). Em seguida, calor é introduzido ao fluido de trabalho a volume constante do ponto 2 ao ponto 3. A expansão isentrópica ocorre com o êmbolo se deslocando do ponto 3 (PMS) para o ponto 4 (PMI), produzindo trabalho útil. O ciclo é completado pelo processo do ponto 4 ao ponto 1, com rejeição de calor a volume constante (ÇENGEL; BOLES, 2011).

As Equações 1 a 12 descrevem termodinamicamente os processos do ciclo teórico Otto (HEYWOOD, 2018):

$0 \rightarrow 1$ Ar é admitido para o interior do cilindro. Pressão constante e processo adiabático, conforme apresentado nas Equações 1 e 2.

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_1 - v_0) \quad (2)$$

$1 \rightarrow 2$ Compressão isentrópica, representada pelas Equações 3 e 4.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (3)$$

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_2 - T_1) \quad (4)$$

$2 \rightarrow 3$ Introdução de calor a volume constante, Equações 5 e 6.

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (5)$$

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_e = c_v(T_3 - T_2) \quad (6)$$

$3 \rightarrow 4$ Expansão isentrópica, com produção de trabalho útil, conforme Equações 7 e 8.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (7)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v(T_3 - T_4) \quad (8)$$

4 → 1 Rejeição de calor a volume constante, descrito pelas Equações 9 e 10.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_s = c_v(T_1 - T_4) \quad (9)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (10)$$

1 → 0 Exaustão a pressão constante, o fluido é eliminado, em um processo adiabático, conforme demonstrado nas Equações 11 e 12.

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (11)$$

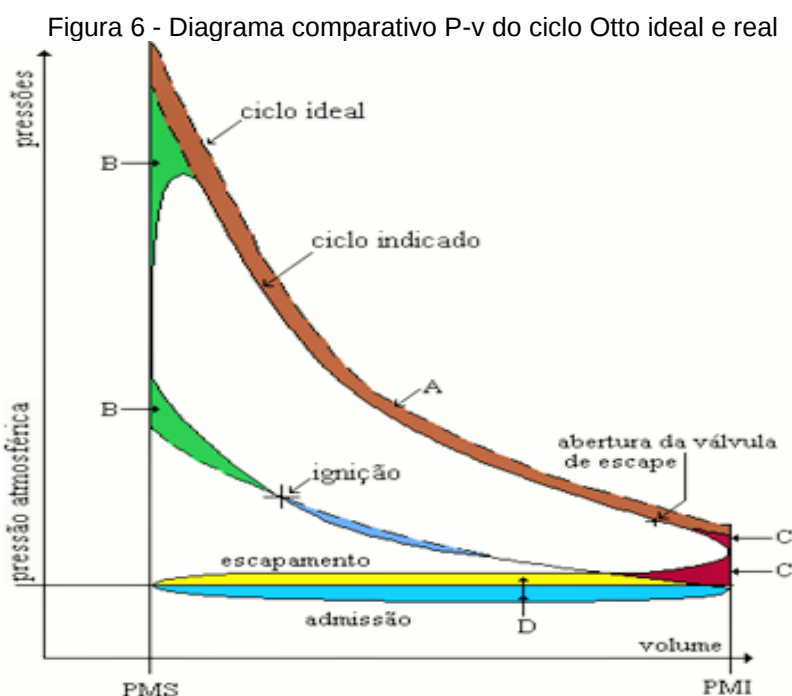
$$w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_0 - v_1) \quad (12)$$

A eficiência térmica do ciclo de Otto também pode ser obtida através da Equação 13, que mostra que com o aumento da razão volumétrica de compressão (r_c) e do coeficiente politrópico (k), para calores específicos constantes, eleva os valores da eficiência térmica teórica. O aumento da RC é limitado pelo aparecimento da detonação, fenômeno indesejado para a combustão nos MCI.

$$n_t = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (13)$$

2.1.2. Ciclo real para motores de ignição por centelha – SI

Os processos do ciclo real ou indicado diferem do ciclo teórico principalmente pelas perdas de calor para os sistemas de arrefecimento e lubrificação, as perdas de carga nos processos de admissão e exaustão, a ocorrência de um processo de combustão que não ocorre a volume constante por não ser instantâneo, além de ser incompleto. No ciclo real, os processos de compressão e de expansão não são isentrópicos, bem como as etapas de fornecimento e a rejeição de calor não ocorrem a volume constante, os processos de admissão e exaustão não são isobáricos nem adiabáticos (FERRAZ, 2014). A Figura 6 demonstra o diagrama comparativo P-v entre o ciclo Otto teórico (ideal) e real.



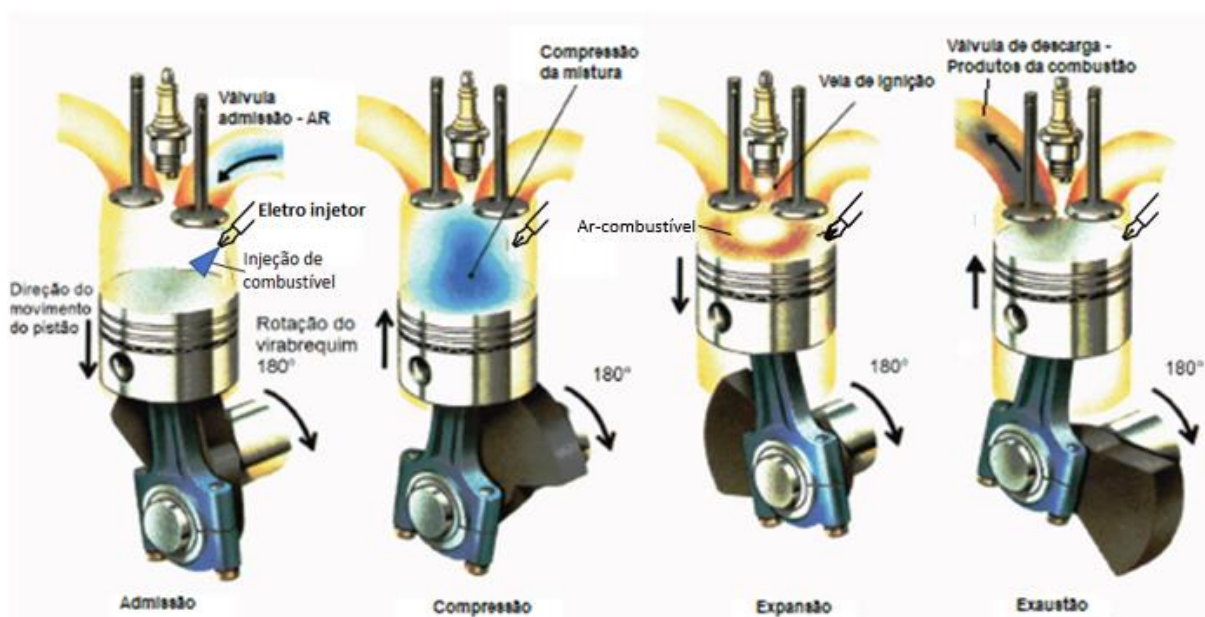
Fonte: (GIACOSA, 2004)

Na Figura 6 a região D representa o trabalho de bombeamento referente aos processos de admissão e exaustão, a região B corresponde ao aumento do trabalho de compressão decorrente do avanço de ignição e a redução da pressão máxima do ciclo devido ao fato da combustão não ser instantânea. A redução do trabalho de expansão decorrente da abertura antecipada da válvula de exaustão é representada na região C. A região A representa o aumento do trabalho de compressão e a redução do trabalho de expansão devido as irreversibilidades destes processos, ou seja, por não serem processos isentrópicos e adiabáticos (FERRAZ, 2014).

2.1.2.1. Ciclo mecânico - 4 tempos

Motores de 4 tempos são assim denominados porque realizam o ciclo em quatro cursos do pistão. Uma vez que cada curso do pistão corresponde a um deslocamento angular de 180° do virabrequim, são necessárias duas voltas completas do mesmo para completar um ciclo. Estes tempos, apresentados na Figura 7 são denominados de admissão, compressão, expansão e exaustão (HEYWOOD, 2018).

Figura 7 - Os quatro tempos do ciclo mecânico de um MCI



Fonte: Adaptado de (SIMÊNCIO, 2019)

Admissão: Nos motores DI, apenas ar é aspirado para o interior do cilindro do motor, através da válvula de admissão, que se encontra aberta. O pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI), criando um gradiente de pressão favorável à admissão de ar no cilindro. Nos motores DI (*Direct Injection*) a injeção de combustível pode ser realizada tanto na fase de aspiração quanto na fase de compressão.

Compressão: Neste tempo o pistão se desloca ascendentemente do PMI para o PMS, e neste curso ocorre a compressão da mistura ar/combustível, com as válvulas de admissão e descarga fechadas. Em decorrência da compressão, temperatura e pressão da mistura ar/combustível são elevadas no interior da câmara de combustão. No final deste tempo, antes do PMS, o sistema de ignição produz a centelha que provoca o início da combustão ou queima da mistura ar combustível. O adiantamento da centelha elétrica no final da

compressão é denominado avanço de ignição, medido em graus APMS (antes do ponto morto superior) de compressão.

Expansão: O pistão então se desloca do PMS para o PMI, produzindo trabalho útil. Neste tempo, o pistão é empurrado rumo ao PMI pelo processo de expansão dos gases resultantes da absorção de energia liberada no processo de combustão, produzindo dessa forma trabalho mecânico. A válvula de descarga é aberta pouco antes do pistão alcançar o PMI visando utilizar a pressão no final do curso de expansão para reduzir o trabalho de bombeamento dos gases queimados para fora do cilindro, essa técnica é conhecida como *blowdown*.

Exaustão: Com a válvula de descarga aberta, o pistão se desloca do PMI para o PMS, e neste tempo ocorre a descarga dos gases queimados para a atmosfera. O processo de descarga resulta da pressão dos gases no interior do cilindro e do movimento ascendente do pistão. No final da exaustão, a válvula de admissão abre, visando aproveitar o gradiente de pressão criado pelos gases de exaustão, fato que aumenta a vazão mássica na admissão proporcionando assim aumento da eficiência volumétrica do motor. O intervalo angular em que as válvulas de admissão e escape permanecem simultaneamente abertas é denominado de cruzamento de válvulas.

2.1.3. Parâmetros de desempenho dos MCI

Apresenta-se a seguir os principais parâmetros de desempenho dos motores de combustão interna.

2.1.3.1. Potência e Torque

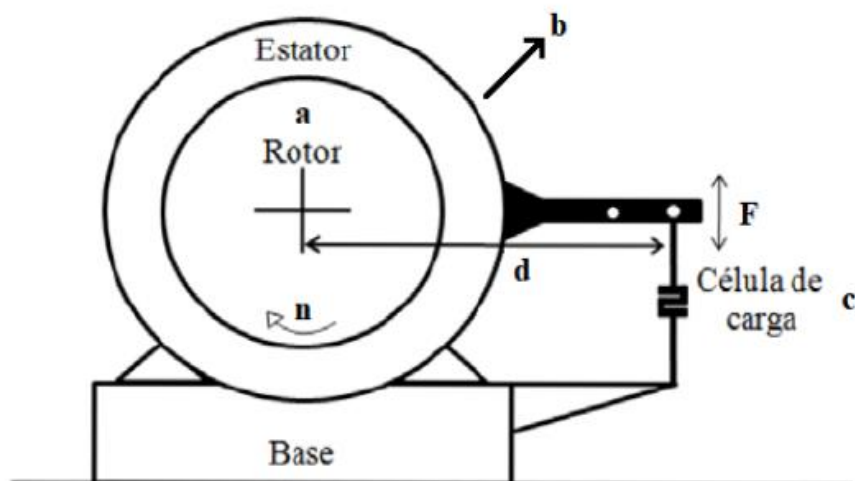
Torque é uma medida da capacidade do motor realizar trabalho. No sistema internacional de unidades, o torque (τ) é expresso em Newton vezes metro [N.m] e pode ser definido como o produto vetorial da força (F) aplicada pela distância da sua linha de ação até o ponto tomado como referência (d) conforme Equação 14 (HEYWOOD, 2018).

$$\tau = F \times d \quad (14)$$

O torque é medido através de dinamômetros elétricos ou hidráulicos. O volante do motor é acoplado através de um eixo cardã e um conjunto de flanges (a) ao dinamômetro (b). Esse deve exercer um torque de frenagem igual e contrário ao produzido pelo motor de

tal forma que o mesmo opere com rotação constante (n). O torque de frenagem exercido pelo dinamômetro é medido pelo produto vetorial da força (F) obtida por uma célula de carga (c), pela distância da linha de ação da força (F) até o centro do freio dinamométrico (d), conforme demonstrado na Figura 8.

Figura 8 – Princípio de funcionamento de um dinamômetro



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018)

A potência de um motor (P) é dada pela taxa com que o trabalho é realizado e é definida como o produto do torque (T) pela rotação do motor (ω) (HEYWOOD, 2018). Pode ser expressa pela Equação 15.

$$P = T \cdot \omega \quad (15)$$

Alternativamente a potência e o torque podem ser obtidos pelas Equações 16 a 18 para motores de 4 tempos:

$$P = 2\pi \frac{N}{60} T \quad (16)$$

$$P = \frac{\eta_t \eta_v V_d \frac{N}{60} Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A)}{2} \quad (17)$$

$$T = \frac{\eta_t \eta_v V_d Q_{HV} \rho_{a,i} (F/A)}{4\pi} \quad (18)$$

Onde η_t é a eficiência térmica, η_v é a eficiência volumétrica, V_d é o volume deslocado [m³] pelo pistão entre o PMI e o PMS, N é a rotação do motor [RPM], Q_{HV} é o poder calorífico inferior do combustível em [kJ/kg], $\rho_{a,i}$ é a densidade do ar admitido [kg/m³] e (F/A) a razão combustível / ar.

2.1.3.2. Pressão média efetiva

A pressão média efetiva (PME) é um parâmetro útil para indexar a carga de um motor de combustão interna. Esta é dada pela razão do trabalho por ciclo pelo volume deslocado do motor. A utilização da PME para definição do ponto operacional permite que parâmetros de desempenho, emissões e consumo de combustível possam ser comparados entre motores com volumes deslocados diferentes.

A PME representa a pressão média hipotética que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para a geração do mesmo trabalho que o obtido no ciclo (HEYWOOD, 2018). A PME é calculada pela Equação 19.

$$PME = \frac{2\pi \cdot n_R \cdot T}{V_d} \quad (19)$$

Desconsiderando as perdas mecânicas, é possível obter a potência média efetiva indicada (PMEI). O quociente entre a PME e a PMEI resulta na eficiência mecânica (n_m), conforme Equação 20.

$$n_m = \frac{PME}{PMEI} \quad (20)$$

A diferença entre a $PMEI$ e a PME é chamada de pressão média efetiva de fricção ($PMEF$) e representa as perdas ocasionadas por atrito entre as partes móveis do MCI durante seu funcionamento (HEYWOOD, 2018). A $PMEF$ pode ser descrita pela Equação 21.

$$PMEF = PMEI - PME \quad (21)$$

2.1.3.3. Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível (sfc) mede o consumo de combustível ($\dot{m}_c$) por unidade de potência (P) desenvolvida pelo MCI, e é obtido pela Equação 22 (HEYWOOD, 2018).

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad (22)$$

2.1.3.4. Eficiência Térmica

Para motores de combustão interna, a eficiência térmica (n_t) é definida pelo quociente entre a potência efetiva (P) e o valor da energia fornecida pelo combustível na combustão ($\dot{m}_c \times PCI$), sendo PCI o poder calorífico inferior do combustível (HEYWOOD, 2018). A eficiência térmica é dada pela Equação 23.

$$n_t = \frac{P}{\dot{m}_c \times PCI} \quad (23)$$

Substituindo os termos de potência e vazão mássica ($\dot{m}_c$), a eficiência térmica é calculada através da Equação 24 (HEYWOOD, 2018).

$$n_t = \frac{3600}{sfc \times PCI} \quad (24)$$

O poder calorífico é igual a diferença entre a soma das entalpias de formação dos reagentes e dos produtos, sendo, portanto, a energia liberada em uma reação química exotérmica. Os hidrocarbonetos são combustíveis constituídos exclusivamente por hidrogênio e carbono. Quanto mais rico em hidrogênio for o combustível, maior é o seu poder calorífico. Classifica-se o poder calorífico em Poder Calorífico Superior (PCS) que é a quantidade de calor liberado por quilograma de combustível oxidado considerando o estado final da água na fase líquida. Já o Poder Calorífico Inferior (PCI) refere-se à quantidade de energia liberada na combustão considerando os produtos da reação no estado gasoso. (FERRAZ, 2014). Nos motores a combustão interna, como a temperatura dos gases de combustão é muito elevada, os produtos da combustão encontram-se no estado gasoso, por esta razão as análises termodinâmicas em MCI fazem uso do PCI.

2.1.3.5. Eficiência de Combustão

Heywood (2018) define a eficiência de combustão (n_c), sendo a razão entre a energia liberada na combustão obtida pela diferença dos valores de entalpia dos reagentes e dos produtos da combustão e a energia cedida ao motor através do combustível, conforme Equação 25.

$$\eta_c = \frac{PCI_{comb} - H_{NO_2}x[NO_x] - H_{CO}x[CO] - PCI_{comb}x[THC]}{PCI_{comb}} \times 100 \quad (25)$$

Onde PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível, H_{NO_2} é a entalpia de formação do NO_2 , $[NO_x]$ é a concentração em porcentagem por volume nos gases de escape NO_x , H_{CO} é a entalpia de formação do CO, $[CO]$ é a concentração em porcentagem por volume nos gases de escape CO e $[THC]$ é a concentração em porcentagem por volume nos gases de escape THC.

2.1.3.6. Eficiência volumétrica

O processo de admissão de ar é muito importante para o funcionamento e desempenho dos MCIs. O sistema de admissão é composto por vários componentes mecânicos, como filtro de ar, duto de admissão, válvula borboleta, coletor de admissão e válvula de admissão, que podem dificultar a entrada de ar na câmara de combustão, devido às perdas de carga impostas ao escoamento. A eficiência do MCI em admitir ar atmosférico ou mistura ar/combustível para dentro do cilindro é medida pelo parâmetro denominado de eficiência volumétrica (η_v) definida pelo quociente entre a vazão mássica de ar ou de mistura ar/combustível que entra no cilindro do motor ($\dot{m}$) e a vazão mássica teórica obtida pelo produto da massa específica do ar ou da mistura ar/combustível na admissão do motor na condição de pressão e temperatura ambientes (ρ_a) e o volume deslocado do motor (V_d) (HEYWOOD, 2018). A eficiência volumétrica é dada pela Equação 26.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\rho_a \cdot V_d} \quad (26)$$

Parâmetros geométricos e operacionais do motor que influenciam a velocidade do escoamento, a perda de carga e a transferência de calor têm grande influência na eficiência volumétrica de um MCI. Dentre estes fatores pode-se destacar a carga, rotação, diagrama de válvulas e a proximidade entre os coletores de admissão e escape (RODRIGUES FILHO, 2014).

Os motores naturalmente aspirados, em sua grande maioria, possuem eficiência volumétrica entre 75% e 90%. O maior contribuidor na redução desta eficiência é a perda de carga nos condutos de admissão. Como alternativa, a instalação de turbocompressores nos motores é uma maneira de se aumentar a eficiência volumétrica, elevando a PME e consequentemente a potência. Valores de eficiência volumétrica muito superiores a 100% são obtidos com a instalação deste componente (HEYWOOD, 2018).

2.1.3.7. Eficiência de conversão de combustível

Heywood (2018) define a eficiência de conversão de combustível (n_{cc}) como a medida da eficiência do motor em converter a energia do combustível em potência mecânica útil no virabrequim do motor, descrita na Equação 27.

$$n_{cc} = \frac{1}{sf_{c.PCI}} \quad (27)$$

2.1.4. Formação da mistura ar/combustível

O sistema de alimentação nos motores de combustão interna é o responsável pelo fornecimento de ar e combustível ao motor, em quantidade adequada para promover a ignição da mistura ar/combustível, uma combustão adequada caracterizada por baixa variabilidade cíclica (<3%), favorecendo o torque produzido, a dirigibilidade do veículo e a redução do consumo de combustível e dos níveis de emissões de poluentes.

A mistura ar/combustível formada no interior do cilindro pode ser classificada em estequiométrica, pobre ou rica. Na mistura estequiométrica, na relação ar-combustível a quantidade de oxidante presente é igual à quantidade teórica necessária para queimar completamente a quantidade de combustível presente. Quando a quantidade de combustível é inferior a necessária para uma combustão estequiométrica, a mistura é dita pobre sendo caracterizada por excesso de ar. Por outro lado, se a quantidade de combustível fornecida for maior que a estequiométrica a mistura é denominada de rica (RODRIGUES FILHO, 2014). A Tabela 1 apresenta a relação ar/combustível estequiométrica $(A/F)_s$ para diferentes combustíveis.

Tabela 1 - Relação A/F_(s) para combustíveis

<i>Combustível:</i>	<i>A/F_(s) [kg/kg]:</i>
Gasolina Pura (E0)	14,7:1
Etanol (E100)	9,0:1
Gasolina Comum (E22)	13,2:1
Diesel	15,2:1
Metanol	6,4:1
Metano (CH ₄)	17,2:1
Propano (C ₃ H ₈)	15,6:1
Butano (C ₄ H ₁₀)	15,4:1
Hidrogênio	34,0:1

Fonte: (RODRIGUES FILHO, 2014)

O parâmetro denominado como Lambda (λ) representa a razão entre a relação ar/combustível real $(A/F)_r$ e a estequiométrica $(A/F)_s$ (HEYWOOD, 2018), e é obtido através da Equação 28:

$$\lambda = \frac{(A/F)_r}{(A/F)_s} \quad (28)$$

Através deste fator é possível definir a condição da mistura ar combustível em motores de combustão interna como sendo:

$\lambda = 1$ a mistura é estequiométrica;

$\lambda < 1$ a mistura é considerada rica, pois há excesso de combustível.

$\lambda > 1$ a mistura é considerada pobre, devido ao excesso de oxigênio.

O fator Lambda influi diretamente no desempenho do motor, consumo de combustível e nas emissões de poluentes. Na mistura rica, o excesso de combustível gera uma queima incompleta da mistura e conseqüentemente provoca um aumento no consumo específico de combustível e de emissões de hidrocarbonetos e CO. Para operação com misturas levemente pobres, $(1,00 < \lambda < 1,05)$ a temperatura dos gases no cilindro fica mais alta,

favorecendo a formação de NO_x . O aumento da temperatura com o empobrecimento da mistura pode provocar o superaquecimento de alguns componentes do motor quando operando com elevada carga e rotação, principalmente das válvulas de descarga (RODRIGUES FILHO, 2014).

2.1.4.1. Ar atmosférico

O ar atmosférico utilizado no processo de combustão é composto por quatro componentes, mas para fins de cálculos, geralmente considera-se a mistura apresentada na Tabela 2.

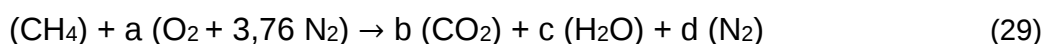
Tabela 2 - Composição do ar atmosférico

Elemento	Fórmula	Volume (%)	Massa Molar (%)
Oxigênio	O_2	20,95	20,95
Nitrogênio	N_2	78,09	79,05
Argônio	Ar	0,93	-
Dióxido de Carbono	CO_2	0,03	

Fonte: Adaptado de (FERRAZ, 2014)

2.1.4.2. Estequiometria

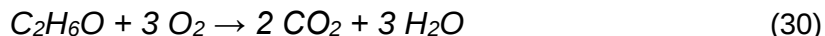
Nos balanços químicos da combustão, considera-se que o ar é composto por 21% de oxigênio e por 79% de nitrogênio em base molar. Assim, para cada mol de oxigênio tem-se 3,76 moles de nitrogênio. Na combustão completa de um combustível com a quantidade estequiométrica de ar e combustível, os produtos da reação são água (H_2O), dióxido de carbono (CO_2) e nitrogênio (N_2) (FERRAZ, 2014). Como exemplo, a Equação 29 demonstra o balanço estequiométrico da oxidação de 1 kmol de metano (CH_4) com ar.



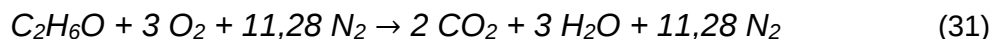
Onde:

a, b, c e d: representam o número de moles de cada componentes da equação.

Para o etanol anidro (C_2H_5OH), a relação estequiométrica é dada pela Equação 30:



Com a adição de nitrogênio contido no ar atmosférico, na proporção de 3,76 para cada mol de oxigênio, obtém-se a Equação 31 da combustão do etanol .



Considerando que a massa molar do ar (M_{ar}) é 29 kg/kmol, e a do etanol (M_{etanol}) é 46 kg/kmol, é possível obter a razão mássica ar/etanol estequiométrica $(A/F)_{etanol}$ através da Equação 32.

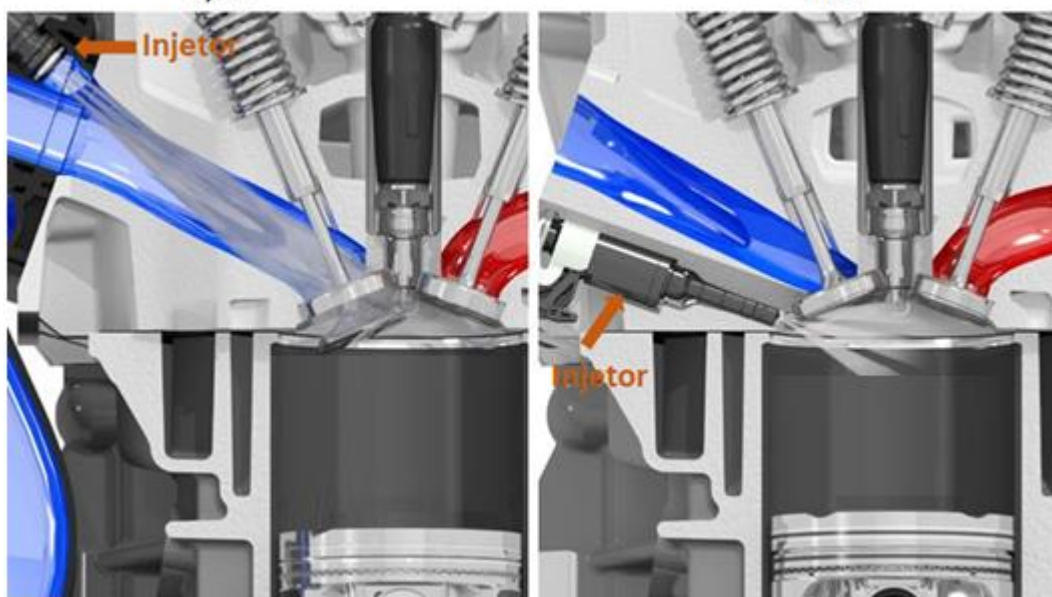
$$(A/F)_{etanol} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{etanol} \cdot M_{etanol}} = \frac{(14,28) \cdot (29)}{(1) \cdot (46)} \approx 9,00 \quad (32)$$

Na equação acima m_a é a massa de ar [kg] admitida por ciclo do motor, m_c a massa de combustível [kg], N_{ar} o número de moles de ar admitido no cilindro em um ciclo e N_{etanol} o número de moles de etanol.

2.1.5. Sistemas de injeção

Os sistemas de alimentação de combustível se dividem em dois grandes grupos: o sistema PFI (*Port Fuel Injection*) e o sistema DI (*Direct Injection*). No sistema PFI, a injeção ocorre fora da câmara de combustão, mais comumente no pórto de admissão do cabeçote ou no conduto do coletor de admissão, Figura 9-a. No sistema DI, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, sendo por isso denominado de injeção direta, Figura 9-b. Os sistemas PFI são amplamente utilizados em motores SI, motivados principalmente pelo menor custo e maior facilidade de manutenção.

Figura 9 – Sistemas de injeção de combustível – a) PFI e b) DI



Fonte: Adaptado de (SIMÊNCIO, 2019)

Motores SI equipados com sistemas DI apresentam vantagens e desvantagens em relação aos equipados com o PFI. Dentre as vantagens tem-se a eliminação da condensação do combustível nas paredes do coletor admissão o que garante uma melhor uniformidade do fator lambda entre os cilindros, menor número de ciclos executados até a primeira combustão durante o processo de partida. Motores com sistema de injeção DI tem menor tendência a ocorrência da detonação, fato que permite o emprego de maiores RC e a obtenção de menores valores de consumo específico de combustível. Como desvantagens tem-se maior FMEP (Pressão média efetiva de atrito, do inglês *friction mean effective pressure*) decorrente do aumento da energia requerida para acionamento da bomba de combustível de alta pressão e maiores perdas por transferência de calor quando se comparado a um PFI operando em condições estequiométricas. Os sistemas DI possibilitam ainda maiores pressões de injeção, fazendo com que o combustível injetado no cilindro seja melhor atomizado do que o do sistema PFI, principalmente em condições frias (ZHAO, 2010), (NETTO, 2018) (VAZ, 2018).

Os sistemas atuais de injeção direta são capazes de operar tanto com carga homogênea quanto com carga estratificada, com misturas pobres, ricas e estequiométricas. Nestes sistemas, tanto a quantidade quanto o tempo de injeção de combustível variam conforme a condição de carga imposta ao MCI. Dentre os sistemas de injeção direta, tem-se a injeção direta de baixa pressão, que ocorre no final do tempo de admissão, e a de alta pressão, que ocorre na fase da compressão, pouco antes da ignição da mistura

ar/combustível. O sistema DI de alta pressão pode proporcionar carga estratificada ao injetar o combustível no final da fase de compressão não disponibilizando o tempo necessário para a homogeneização da mistura ar/combustível antes do momento da ignição. Esta estratégia proporciona redução no consumo de combustível e reduz a tendência de ocorrência da detonação. (RODRIGUES FILHO, 2014).

2.1.6. Combustão

A combustão é uma reação química exotérmica que envolve a oxidação de um combustível, geralmente, com o oxigênio do ar atmosférico. Esta reação promove a liberação de uma quantidade de energia (HEYWOOD, 2018).

2.1.6.1. Combustão em motores SI

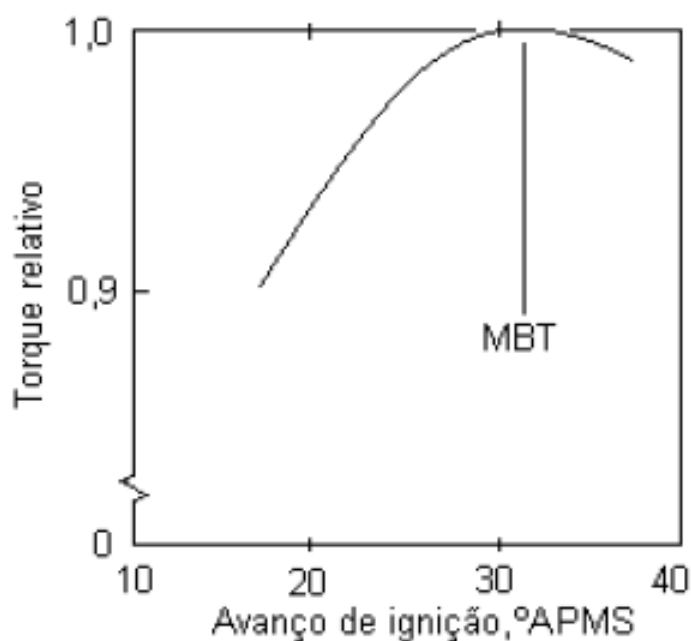
Em uma combustão normal nos motores de ignição por centelha, após a formação da mistura ar/combustível e antes de o pistão atingir o PMS no curso da compressão, a vela de ignição é acionada fornecendo uma centelha elétrica cuja temperatura varia entre 3000 e 6000° C, que reage com a mistura ar/combustível iniciando o processo de combustão. Caso a energia de ignição não seja suficiente, a combustão não ocorre, exceto na porção da mistura em contato direto com a centelha. A combustão real não é instantânea e dura um período significativo de tempo quando comparada ao período do pistão. Inicia-se no final do curso da compressão, antes do pistão atingir o PMS. A produção da centelha elétrica deve ocorrer no momento adequado visando sincronizar o processo de combustão com o movimento alternativo do embolo a fim de maximizar a extração de trabalho. Caso a centelha seja produzida de forma atrasada, ocorrerá um aumento tardio da pressão dos gases no cilindro, reduzindo assim o trabalho útil e transferindo mais calor para a exaustão, o que pode danificar os componentes do motor. Quando a centelha ocorre de forma adiantada ocorrerá o aumento do trabalho de compressão e consequentemente uma redução do trabalho do ciclo. Caso ocorra um aumento de pressão excessivo, este pode levar a ocorrência da detonação (BAETA, 2006).

O tempo decorrido entre o centelhamento e o início da combustão é chamado de atraso de ignição, do inglês, *ignition delay*. Após iniciada a combustão, ela se propaga por condução, difusão, radiação e convecção do calor, promovendo o aquecimento e ignição da mistura ainda não queimada. A velocidade de propagação da chama depende das propriedades e das condições da mistura. Caso não haja nenhum escoamento direcionado

dentro da câmara de combustão, a frente da chama se propagará com velocidade uniforme em todas as direções e assumirá uma geometria esférica (HEYWOOD, 2018).

Existe um avanço de ignição ideal que proporciona maior torque e menor consumo específico de combustível para cada condição de operação do motor e esse avanço de ignição é conhecido pela sigla MBT, do inglês *Maximum Break Torque* (HEYWOOD, 2018). O comportamento do torque em relação ao avanço de ignição é demonstrado na Figura 10.

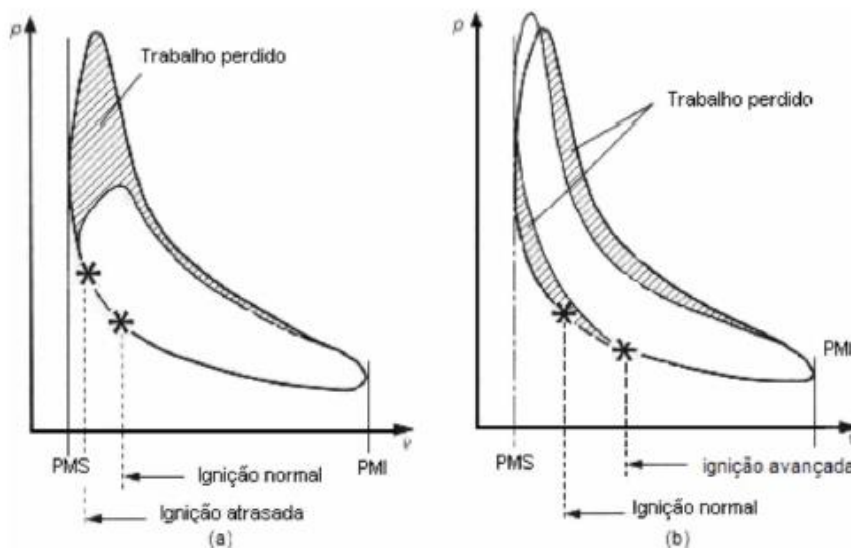
Figura 10 – Efeito do avanço de ignição no torque



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

Conforme demonstrado na Figura 10, valores maiores ou menores que o MBT, produzem torques menores. De forma empírica, o avanço de ignição está em MBT quando 50% da fração de massa queimada ocorrer entre 8 a 10° CA e o pico de pressão estiver por volta de 13° a 15° CA (HEYWOOD, 2018). A Figura 11 apresenta a influência do avanço de ignição no trabalho perdido, sendo a) com ignição atrasada e b) com ignição avançada.

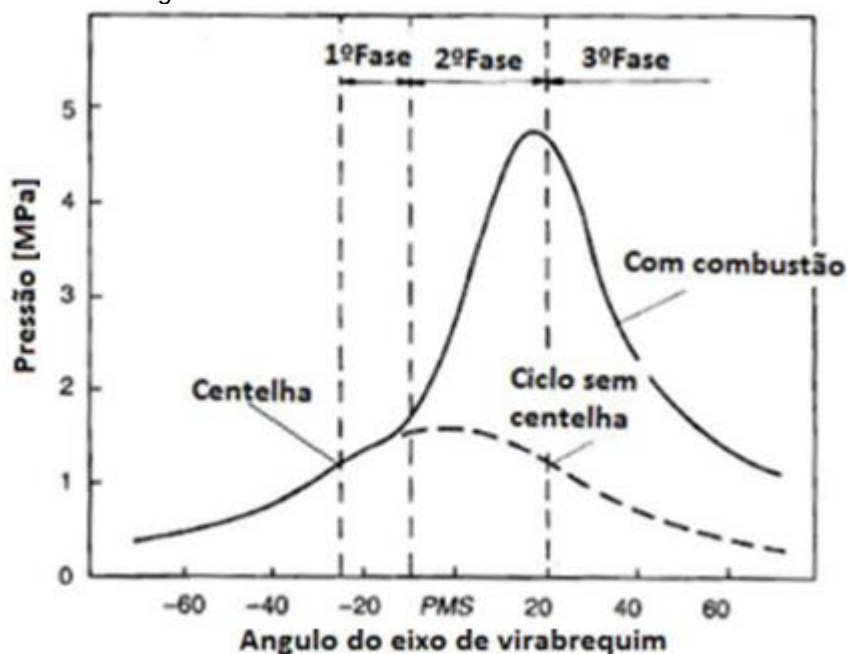
Figura 11 – Influência do avanço de ignição no diagrama PV



Fonte: (GIACOSA, 2004)

O processo de combustão em um motor de ignição por centelha pode ser dividido em três fases, como apresentado na Figura 12. A primeira fase tem início com a centelha elétrica, e é chamada de incubação ou fase de desenvolvimento da chama. A liberação do calor de forma intensa e concentrada pela vela de ignição provoca o aumento localizado da temperatura, vaporização do combustível e a ignição do mesmo, dando início ao processo de combustão. A segunda fase inicia-se com o ponto que identifica o início do aumento da pressão, após o consumo de 5-10% da massa da mistura ar-combustível, e é denominada combustão turbulenta ou fase de propagação da chama. Essa fase é caracterizada pela propagação rápida da chama de forma turbulenta e totalmente desenvolvida, através da maior parte da câmara de combustão. É responsável por praticamente todo o trabalho útil produzido no ciclo de um motor, com queima de 80-90% da mistura ar-combustível. Por fim, a terceira fase inicia-se imediatamente após o pico de pressão ser atingido, e é classificada como pós queima ou fase de conclusão da combustão. Ocorre a queima dos 5-10% finais de massa ar-combustível, e nesse período a pressão diminui rapidamente, a frente de chama atinge os extremos da câmara de combustão, calor é dissipado pelas paredes, a velocidade é reduzida até que a chama se extingue por completo (RODRIGUES FILHO, 2014), (GANESAN, 1995).

Figura 12 – Fases da combustão em um motor SI



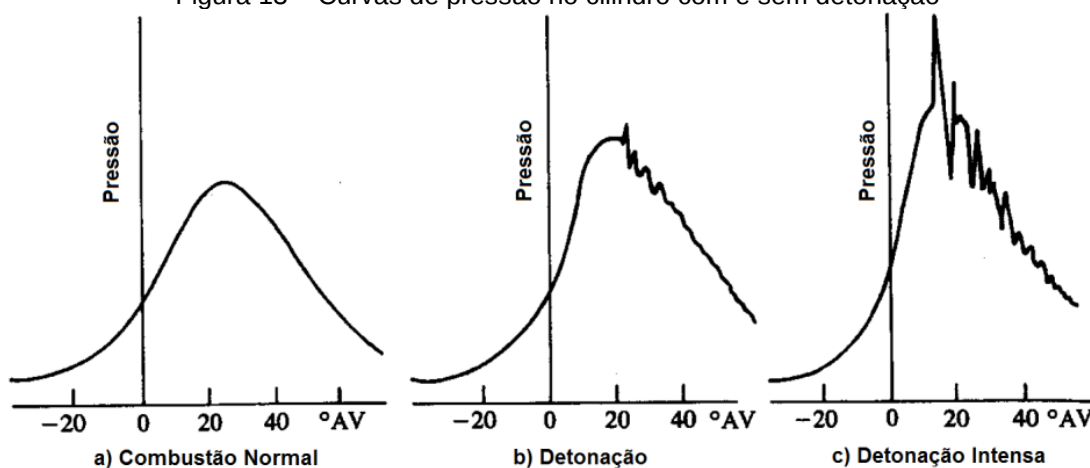
Fonte: Adaptado de (GANESAN, 1995)

2.1.6.2. Combustão anormal em motores SI

A combustão anormal em motores de ignição por centelha ocorre quando a frente da chama é iniciada por outro mecanismo diferente da centelha elétrica, ou quando parte da mistura ar/combustível é consumida em taxas extremamente altas (BAETA, 2006).

A detonação, ou “*knock*”, ocorre quando a temperatura da mistura não queimada excede a temperatura de autoignição da mistura, dando origem assim a uma segunda frente de chama. Quando esta frente de chama colide com a frente de chama gerada pela centelha, uma terceira onda de chama é gerada, decorrente da reflexão. Esta viaja a velocidade supersônica consumindo quase que instantaneamente toda a mistura não queimada, causando uma elevada taxa de liberação de calor, que promove grandes gradientes de pressão e conseqüentemente grandes solicitações mecânicas e térmicas no motor. Alguns fatores influenciam para o surgimento da detonação: características geométricas da câmara de combustão, razão volumétrica de compressão (RC), tipo de combustível, razão ar/combustível, carga e rotação (RODRIGUES FILHO, 2014). As Figuras 13 b) e c) ilustram a presença da detonação observadas pelas oscilações nas curvas de pressões do gás no cilindro em função do ângulo do eixo do motor, enquanto a Figura 13 a) mostra uma curva de pressão de um processo de combustão normal.

Figura 13 – Curvas de pressão no cilindro com e sem detonação

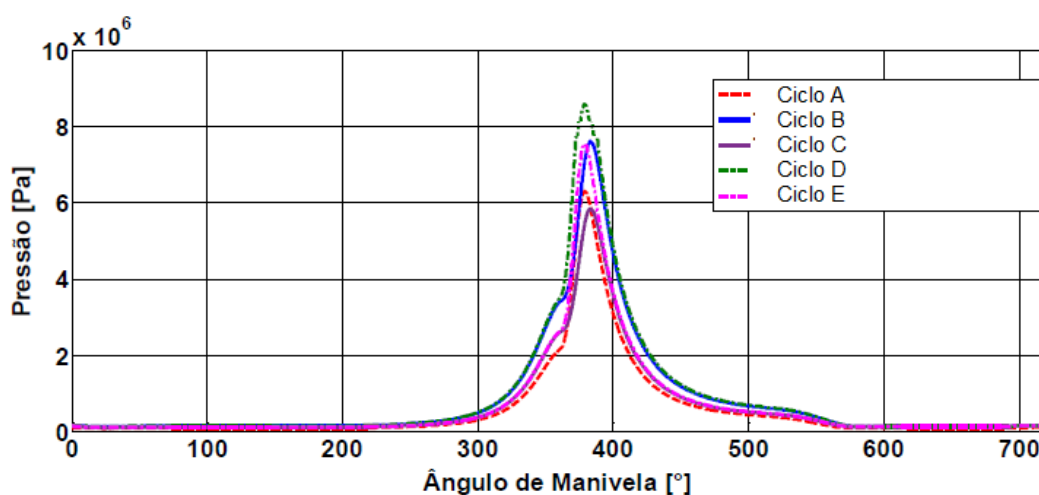


Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018)

2.1.6.3. Parâmetros da combustão

No funcionamento de um motor, variações da curva de pressão dos gases no interior do cilindro podem ser observadas entre ciclos no mesmo cilindro, e para o mesmo ciclo em cilindros diferentes, conforme observado na Figura 14. Estas podem causar variação no trabalho efetivo. Um importante parâmetro para avaliação da variabilidade cíclica é a covariância da pressão média efetiva indicada (COV_{PMEI}) (HEYWOOD, 2018).

Figura 14 –Variação cíclica de pressão dos gases no interior do cilindro



Fonte: Adaptado de (MATTOS, 2018)

O COV_{PMEI} é o parâmetro usado para avaliar a variabilidade cíclica do motor sendo definido pelo quociente entre o desvio padrão da PMEI (σ_{PMEI}) e o valor médio da PMEI ($PMEI_{médio}$) dos ciclos analisados, conforme Equação 33.

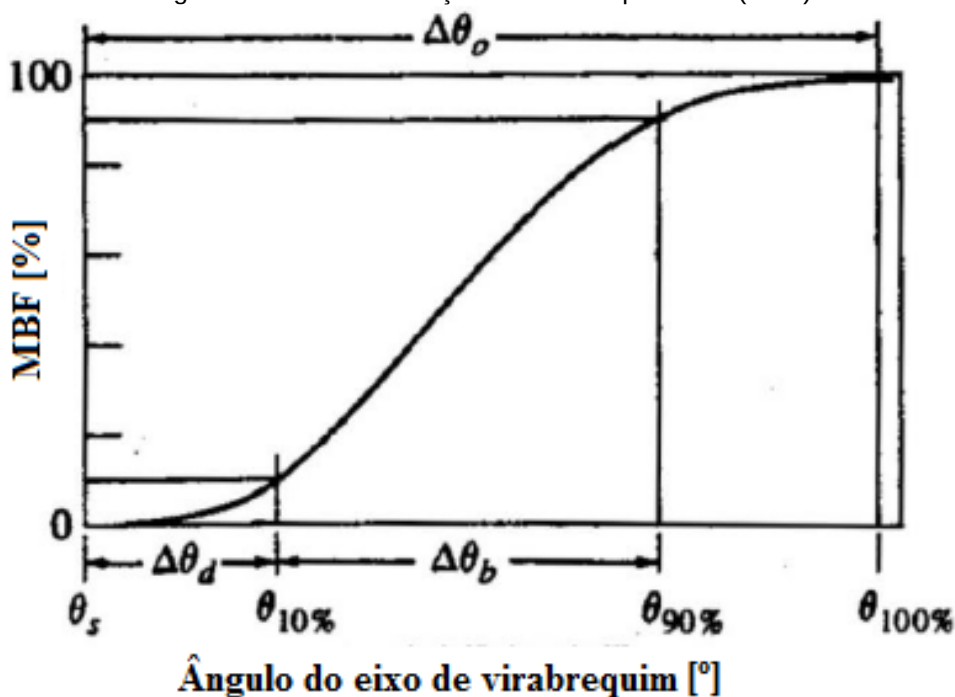
$$COV_{PMEI} = \frac{\sigma_{PMEI}}{PMEI_{médio}} \quad (33)$$

Para avaliar a combustão, é possível utilizar como método, a divisão da mistura em fração não queimada para a queimada. A taxa em que a massa de combustível é queimada durante a combustão é dada pela Equação 34 de Wiebe. Onde x_b é a fração de massa queimada, θ é a posição angular em graus, θ_0 é o início da combustão em graus, $\Delta\theta$ é a duração total da combustão em graus, e a e m são parâmetros ajustáveis (tipicamente $a = 5$ e $m = 2$) (HEYWOOD, 2018).

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (34)$$

Dessa forma usa-se as frações de massa queimada (MBF - do inglês, *mass burned fraction*) ou curvas de liberação de calor para caracterização dos diferentes estágios do processo de combustão em motores em função do ângulo do eixo de virabrequim (HEYWOOD, 2018). A Figura 15 demonstra uma curva típica de MBF.

Figura 15 – Curva de fração de massa queimada (MBF)



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

Os três intervalos destacados na Figura 15 que caracterizam o processo de liberação de energia na combustão, podem ser definidos abaixo (HEYWOOD, 2018):

$\Delta\theta_d$ – Atraso de ignição ou Ângulo de desenvolvimento da chama: deslocamento angular do virabrequim desde a ignição (θ_s) até a posição em que 10% da massa da mistura é queimada, denominado **MBF 10 IGNADV**.

$\Delta\theta_b$ - Ângulo de queima rápida: deslocamento angular do virabrequim para que 80% da fração seja queimada, desconsiderando 10% inicial e final. É o período necessário para queimar a maior parte da carga do cilindro, normalmente denominado **MBF 10-90**.

$\Delta\theta_o$ - Ângulo de duração da combustão: representa todo o processo de combustão.

Outro parâmetro importante é o **MBF 50** que é a posição angular do virabrequim quando 50% da fração mássica de combustível é queimada.

O ângulo de queima rápida, ou MBF 10-90 é uma inferência da velocidade de combustão, um vez que no período de desenvolvimento da chama, ou MBF 10, há presença de turbulência que afeta o comportamento da chama, assim como durante a queima dos últimos 10% da massa de combustível, período que ocorre uma brusca queda de temperatura na parede do cilindro, que também afeta a chama (HEYWOOD, 2018) .

A taxa de liberação de calor do fluido, do inglês *heat release rate* (HRR), pode ser obtida correlacionando a PMEI em função da posição angular do virabrequim, com a primeira lei da termodinâmica e a equação dos gases ideais (RODRIGUES FILHO, 2014). A taxa de liberação de calor então é obtida através da Equação 35.

$$\left(\frac{dQ(\theta)}{d(\theta)} \right) = \frac{K(\theta)}{K(\theta)-1} P(\theta) \frac{dV(\theta)}{d(\theta)} + \frac{1}{K-1} V(\theta) \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \quad (35)$$

Onde:

K : coeficiente politrópico definido pela razão entre os coeficientes de calor específico a pressão constante e volume constante;

$K(\theta)$: coeficiente politrópico em função da posição angular do virabrequim(θ);

$P(\theta)$: pressão no cilindro em função da posição angular do virabrequim(θ);

$V(\theta)$: volume deslocado em função da posição angular do virabrequim(θ);

O calor liberado $Q(\theta)$ é obtido ao realizar a integração da Equação 35. A curva de fração mássica queimada em função do ângulo virabrequim $MBF(\theta)$ é obtida com a divisão do calor liberado $Q(\theta)$ pelo valor do calor total fornecido no ciclo Q_t , conforme Equação 36.

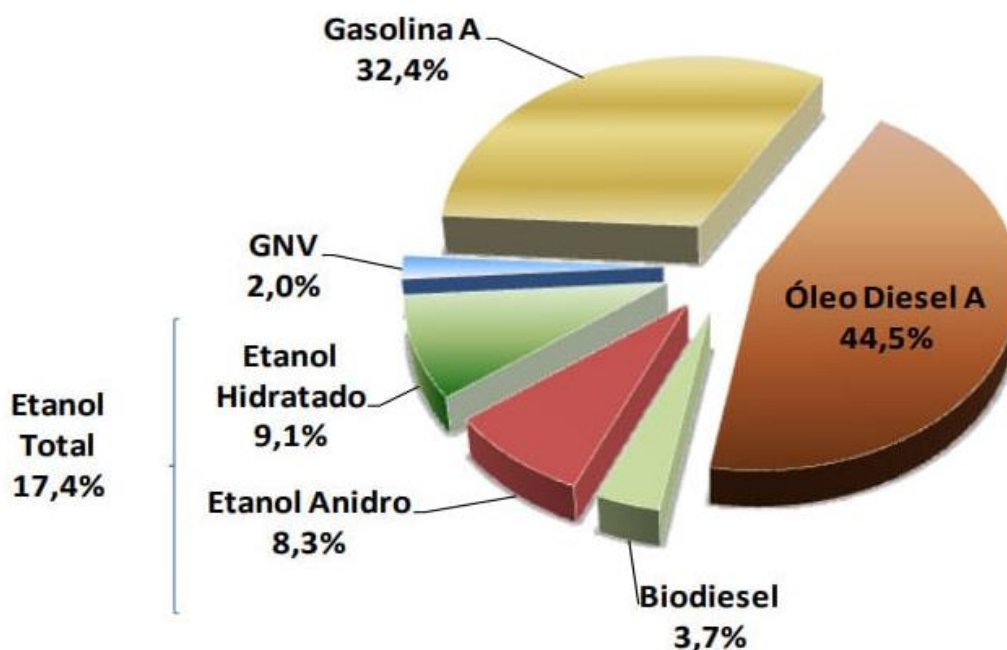
$$MBF(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q_t} \quad (36)$$

2.1.7. Combustíveis

Os combustíveis usuais em motores apresentam características comuns, tais como baixo custo por conteúdo energético, disponibilidade, facilidade de transporte e armazenamento, baixo custo operacional e de investimento. Os derivados do petróleo, em destaque a gasolina e o diesel, são os principais combustíveis utilizados em motores. Alternativas aos derivados do petróleo, tais como o etanol, o biodiesel, e o gás natural, tem tido grande participação na matriz de combustíveis nos últimos anos, principalmente em

função do menor impacto ambiental, representando 23,1% do consumo no país, conforme apresentado na Figura 16. Deve-se observar que os combustíveis fósseis representam 76,9% da matriz energética do setor de transportes (ANP, 2020).

Figura 16 – Matriz de combustíveis no Brasil - 2017



Fonte: (ANP, 2020)

Cada combustível possui características próprias que devem ser avaliadas para aplicação em cada tipo de motor e situação. Para os motores de ignição por centelha, a gasolina e o etanol são os mais utilizados. Já para os motores CI, o óleo diesel é o mais utilizado, com o biodiesel tendo uma crescente utilização nos últimos anos.

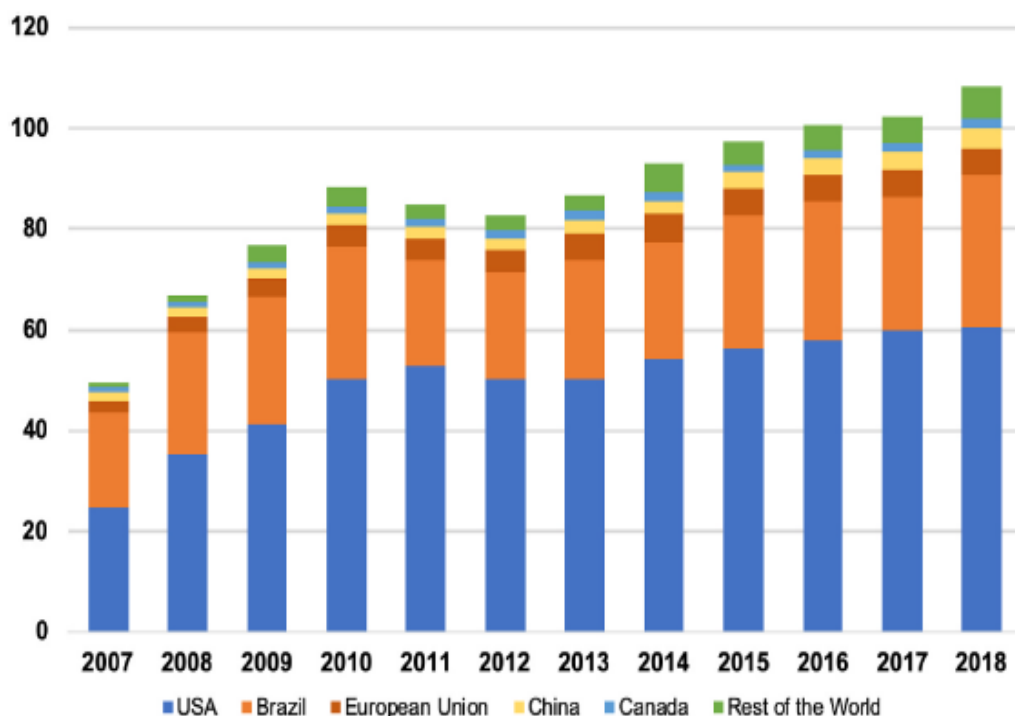
O petróleo é constituído quase que em sua totalidade de carbono e hidrogênio com alguns traços de outros componentes, variando de 83 a 87% de carbono e de 11 a 14% de hidrogênio em conteúdo mássico. Do seu refinamento obtém-se o principal combustível para motores de ignição por centelha, a gasolina. Esta apresenta-se como uma boa opção por proporcionar alto poder calorífico e alto conteúdo de energia por unidade de volume. Por ser uma mistura, apresenta parcelas voláteis a baixas temperaturas, favorecendo a partida a frio do motor mesmo em condições ambientes de baixa temperatura. Dependendo do tipo de processo utilizado para refinar a gasolina a sua composição final pode ser significativamente alterada. Basicamente sua composição é uma mistura de hidrocarbonetos com cadeias carbônicas de quatro a doze átomos de carbono (SIMÊNCIO, 2019).

Os biocombustíveis podem ser definidos como derivados de biomassa renovável que podem substituir combustíveis derivados de petróleo e gás natural em motores à combustão ou em outro tipo de geração de energia. Destacam-se no Brasil o etanol e o biodiesel (MENEZES, 2016). Uma característica positiva na produção desses biocombustíveis é o baixo nível de poluição, além da reabsorção de CO₂ pelo cultivo de suas respectivas matérias-primas, o que contribui para a redução de emissões de gases que provocam o efeito estufa.

No Brasil, somente na década de 1970 foi adotada em grande escala a utilização de combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, como o etanol. Esse combustível apresenta composição molecular que o torna mais reativo do que os combustíveis formados por hidrocarbonetos, como a gasolina, devido a presença de oxigênio em sua composição química. O etanol tem boa diluição tanto em gasolina quanto em água, por possuir uma fração polar devido à presença do radical hidroxila (OH) e uma fração não polar, proveniente da cadeia de carbonos (SIMÊNCIO, 2019).

O Brasil juntamente com os EUA foram os pioneiros na produção do etanol em larga escala, muito em função da disponibilidade de matéria prima e custo baixo de produção. Ambos os países lideram a lista de maiores produtores de etanol, conforme apresentado na Figura 17. Em 2020, a produção brasileira de etanol foi de 32,6 bilhões de litros. Em função disto, o etanol se torna uma excelente opção para o Brasil, país no qual utiliza o etanol como produto acabado e na forma de etanol anidro, como componente de mistura na formação da gasolina tipo C (SANTOS et al., 2021).

Figura 17 – Produção global de etanol – Bilhões de litros



Fonte: (SANTOS et al., 2021)

O etanol é uma boa opção para os motores a combustão interna de ignição por centelha, por possuir elevado número de octanas, calor latente de vaporização e velocidade laminar de propagação de chama. O CO₂ liberado na sua combustão é reabsorvido durante a fotossíntese durante o cultivo da cana-de-açúcar, matéria prima para produção do etanol. Apresenta poder calorífico inferior de 26,9 MJ/kg, inferior ao da gasolina, 43,54 MJ/kg, mas este fator é compensado pela menor razão ar/combustível estequiométrica, 9:1 contra 14,6:1 da gasolina. Essa menor razão ar/combustível estequiométrica do etanol leva a um maior consumo específico de combustível em relação a gasolina (SIMÊNCIO, 2019). A Tabela 3 apresenta as principais propriedades da gasolina e do etanol.

Tabela 3 – Propriedades da gasolina e etanol

	Gasolina	Etanol
Fórmula	C ₈ H ₁₈	C ₂ H ₆ O
Temperatura de autoignição (°C)	280	356
Calor latente de vaporização (MJ/kg)	0,35	0,92
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	43,0	26,9

Fonte: Adaptado de (MATTOS, 2018)

2.2. Modelagem numérica

A utilização de modelagem numérica vem sendo aplicada cada vez mais na indústria de motores. Destaque para a dinâmica dos fluídos computacional CFD, do inglês *computational fluid dynamics*, que possibilita a simulação de processos físicos e químicos dos motores, de modo a prever o comportamento do motor em seus aspectos térmicos, mecânicos e fluidodinâmicos e dos principais parâmetros de desempenho. Dentre as principais vantagens do CFD pode-se elencar a redução de custos experimentais e tempo de desenvolvimento dos motores. Ainda cabe destacar a utilização em investigações e diagnósticos de problemas onde não há a possibilidade de ensaios experimentais (VAZ, 2018).

Um motor de combustão interna envolve diferentes fenômenos físicos que devem ser avaliados ora de forma individual, ora e em conjunto, visto que estes são interdependentes. Neste contexto, para avaliação de um motor por métodos numéricos, é necessário a modelagem matemática dos sistemas de admissão e exaustão, válvulas, câmara de combustão, cilindro, pistão e demais componentes do motor.

Softwares comerciais estão disponíveis no mercado para esta modelagem computacional. O GT-Power, utilizado para este trabalho, é disponibilizado pela empresa Gama Technologies e possui ambiente específico para modelagem de motores de combustão interna. Ele utiliza de métodos de volumes finitos para modelagem unidimensional, e é capaz de prever desempenho, consumo específico de combustível, emissões específicas de poluentes, parâmetros de combustão e ocorrência de autoignição nos MCI. Os resultados numéricos obtidos com os modelos (1D) apresentam erros inferiores a 7% quando comparados a resultados experimentais (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016).

Dentre as possibilidades das simulações 1D em motores de combustão interna pode-se listar:

- Simulação do transporte de massa, momento e energia (ar, combustível e gases de exaustão);
- Simulação dos ciclos termodinâmicos;
- Simulação do desempenho do motor – potência, torque e consumo de combustível.

O GT-Power faz uso de programação em objetos (blocos), que facilita a construção do modelo e possibilita o usuário criar suas próprias rotinas a partir dos objetos. Estes blocos representam as diversas peças e sistemas integrantes de um motor. Possuem as

informações necessárias para a modelagem, e os dados de entrada podem ser personalizados. Os blocos são interligados de modo a representar o funcionamento termofluido dinâmico do motor.

Os métodos de combustão são divididos em não preditivos e preditivos. O não preditivo tem como características:

- taxa de queima prescrita / imposta pelo usuário;
- requer dados experimentais de combustão em cada condição operacional para melhor precisão;
- não é afetado pelas condições de operação, ou seja, velocidade, carga e A/F;
- simulação rápida, em função da imposição de dados prévios,
- a taxa de queima de combustão imposta, reduz os erros da simulação.

O método preditivo se caracteriza por:

- não são necessárias implementação de parâmetros de combustão obtidos experimentalmente, exceto para correlação/validação do modelo inicial;
- autoajustável para condições transitórias;
- a resolução espacial fornece uma saída mais detalhada, possibilitando o cálculo numérico das emissões de NO_x, detecção da ocorrência da detonação e valores das taxas de transferência de calor.

2.2.1. Modelagem dos volumes finitos

A modelagem por volumes finitos consiste na solução de equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, Equações 37, 38 e 39 respectivamente, através da discretização do volume de controle em escala temporal e espacial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U) + \frac{\rho U}{A} \frac{\partial A}{\partial x} = 0 \quad (37)$$

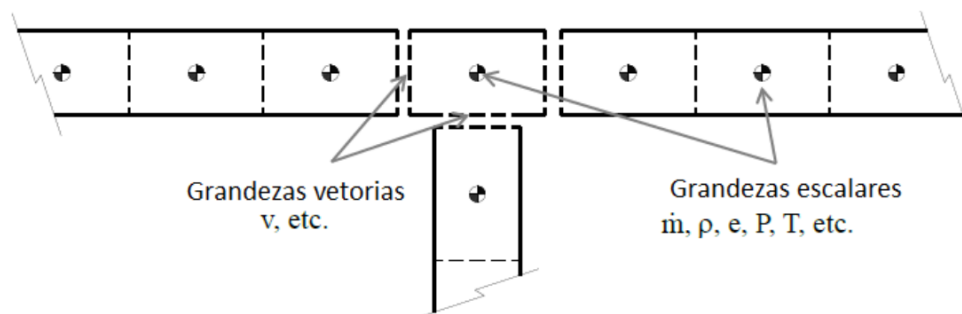
$$-A \frac{\partial p}{\partial x} dx - \xi \frac{\rho U^2}{2} \pi D dx = \frac{\partial}{\partial t}(\rho U A) dx + \frac{\partial}{\partial x}(\rho U^2 A) dx \quad (38)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[(\rho A dx) \left(u + \frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\rho U A) \left(u + \frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} \right) \right] dx - \dot{q} \rho A dx = 0 \quad (39)$$

Nas equações ρ é a massa específica instantânea, U a componente da velocidade do fluido na direção X , u a energia interna específica, P a pressão, A a área, D o diâmetro equivalente e ξ o coeficiente de Fricção.

Todo o sistema é discretizado em volumes menores, e esses volumes são conectados em seus limites. As variáveis escalares tais como pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia e concentrações de espécies são assumidas como uniformes em cada volume. As variáveis vetoriais são calculadas na superfície de controle de cada volume (PATANKAR, 1980). Essa discretização é chamada de grade escalonada ou malha e é apresentada na Figura 18. As grandezas escalares são representadas, uniformes e calculadas no centroide, e as grandezas vetoriais nas fronteiras.

Figura 18 – Esquema de grade escalonada



Fonte: Adaptado de (GAMA TECHNOLOGIES, 2016)

O método pode ser descrito em cinco etapas:

- Decomposição do domínio em vários volumes de controle;
- Formulação de equações integrais de conservação para cada volume de controle;
- Aproximação numérica das integrais;
- Aproximação dos valores das variáveis nas faces e as derivadas com a informação das variáveis nodais;
- Montagem e resolução do sistema algébrico resultante.

Segundo Patankar (1980), assumindo-se que as propriedades de escoamento e o campo de velocidade (U) sejam conhecidas, a equação da conservação da massa pode ser descrita conforme a Equação 40:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (40)$$

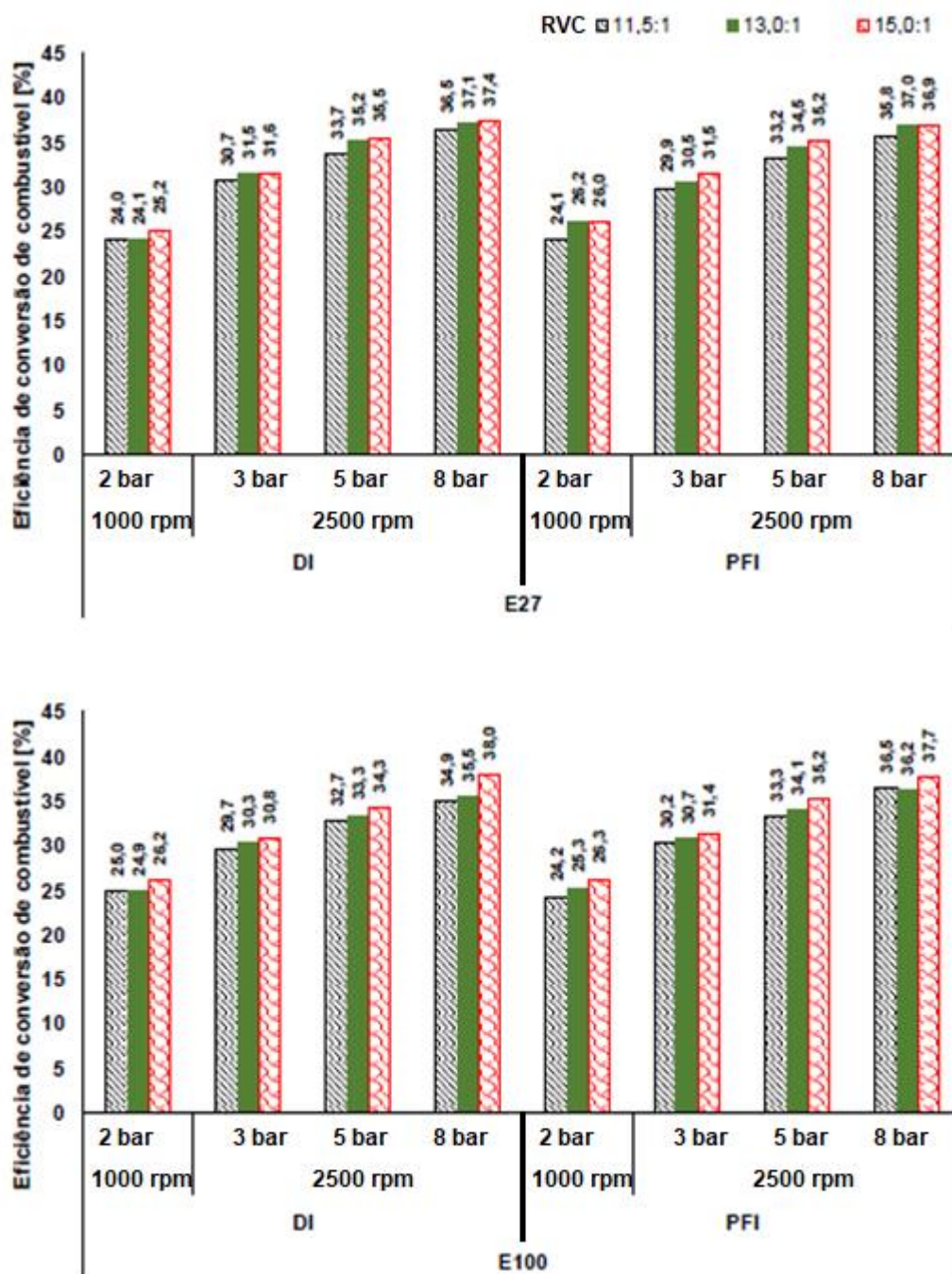
Na equação Γ_ϕ representa o coeficiente de difusão e S_ϕ o termo fonte para a variável de interesse ϕ . Integra-se essa equação sobre um domínio discretizado por um número finito de volumes de controle e os valores das variáveis são calculados no centro de cada volume. Interpolando os valores nodais, obtém-se os valores do escalar genérico que está sendo resolvido nas superfícies do volume de controle. O cálculo é realizado para uma unidade escalar com base nas equações de conservação, partindo dos valores do período anterior. A variável primária é produzida e permite-se que um novo valor seja calculado a partir da integração dessa derivada em relação ao tempo e a direção unidimensional analisada.

2.3. Estado da Arte

Neste tópico é apresentada a análise dos trabalhos realizados pela comunidade científica nos últimos anos referentes a utilização de modelagem numérica aplicada em motores de combustão interna. Como complemento, e alinhado aos objetivos desta pesquisa, são listados resultados de estudos referentes a influência da razão volumétrica de compressão no consumo específico de combustível.

Netto (2018) realizou um estudo experimental visando a maximização da eficiência de conversão de combustível em um motor monocilíndrico de pesquisa, o mesmo motor adotado no presente trabalho. Os testes foram conduzidos em dinamômetro de bancada, utilizando como combustíveis o etanol e a gasolina comercial brasileira, E100 e E27. Conforme demonstrado na Figura 19, os resultados apresentaram ganhos em torno de 5% na eficiência de conversão do combustível, quando se determina e ajusta a razão volumétrica de compressão para o valor considerado como ótimo, passando de 11,5:1 para 15,0:1. Redução de emissões de CO₂ também foram obtidas. Quando se comparado os sistemas de injeção, a combustão ocorreu de forma mais lenta no sistema DI em relação ao PFI, isso porque o sistema DI é de primeira geração, possuindo topologia *Wall-guided*. Na superfície do pistão forma-se um filme de fluido de combustível que ao entrar em contato com a chama, altera o regime de propagação da mesma, passando do regime do tipo de pré-misturado para difusivo, reduzindo a taxa de combustão significativamente.

Figura 19 – Eficiência de conversão de combustível – E27 e E100



Fonte: Adaptado de (NETTO, 2018)

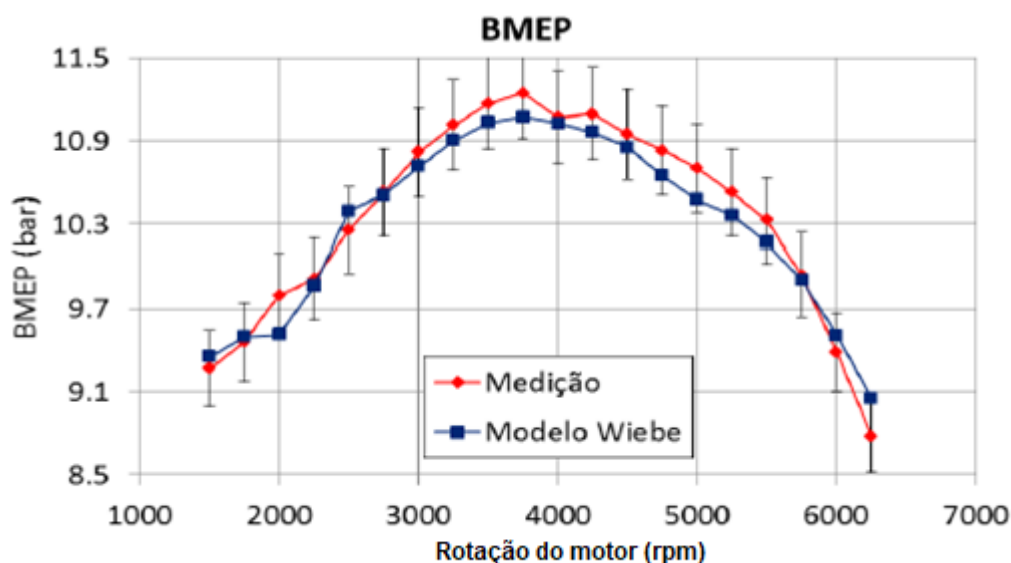
Mattos (2018) elaborou um modelo matemático, zero dimensional, para simular um motor de ignição por centelha, com o intuito de estudar o desempenho de um motor turbo alimentado a etanol empregando EGR para redução de emissões de NO_x e controle de detonação. O modelo utiliza a Primeira Lei da Termodinâmica na forma diferencial e do balanço de massa. O modelo foi desenvolvido no ambiente MATLAB, e optou-se por programar o método de integração. Através deste modelo foi possível obter parâmetros

como potência, torque, eficiência térmica e volumétrica, consumo específico de combustível, emissões de CO e NO_x. A calibração foi realizada com dados experimentais previamente disponibilizados, e posterior ajustes nas constantes da função de Wiebe. Os resultados finais obtidos ficaram próximos dos experimentais (<5%). Os resultados demonstraram que é válida a utilização do EGR para diminuir a formação de NO_x e evitar ou diminuir a intensidade da detonação.

Gervásio (2017) utilizou o GT-Power para desenvolvimento e validação de um modelo 1D, para analisar parâmetros operacionais de um motor turbo alimentado, E.torQ EVO 1.8L 16v aspirado, utilizando gasolina (E22). O autor ressalta a importância de se obter com boa confiabilidade as dimensões básicas do motor, suas características construtivas, as geometrias de aspiração e descarga, além do diagrama de levante de válvulas e seus coeficientes de descarga. Os dados provenientes de medições experimentais em dinamômetros também são de suma importância, uma vez que sem eles, a correlação do modelo no GT-Power pode não ser exequível.

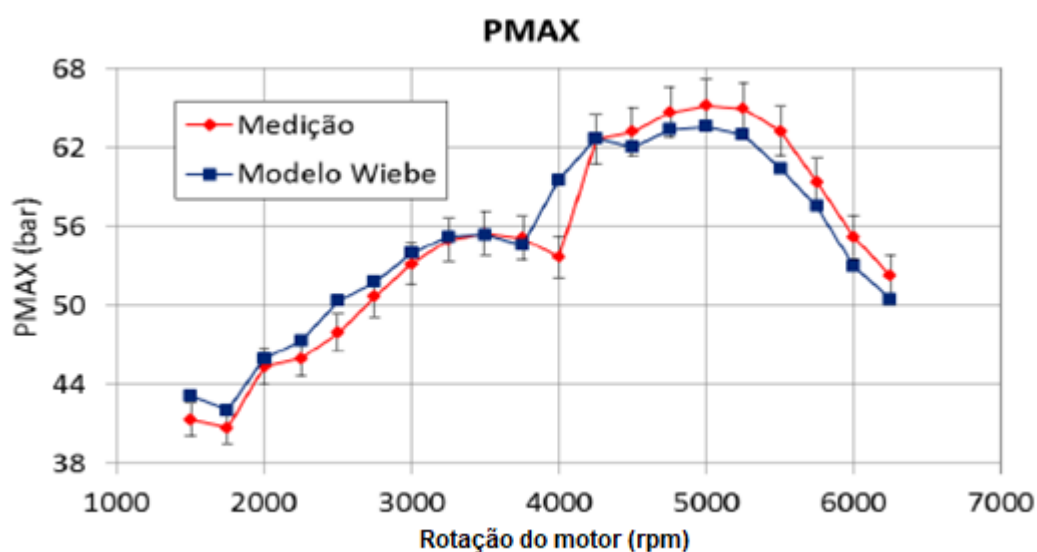
Para calibração do modelo 1D, simulando o motor a plena carga, foi realizado o ajuste da pressão no sistema de admissão e descarga através de orifícios, o acerto da eficiência volumétrica (coletores e válvulas), os parâmetros de combustão (constantes de Wiebe, duração da combustão e valores de 50% de massa do combustível queimada) e os parâmetros de transferência de calor dentro do cilindro (constantes de WoschniGT). Os erros numéricos foram menores que 3%, conforme demonstrado na Figura 20 em que é apresentada as curvas de pressão média efetiva para o modelo desenvolvido (Wiebe) e a medição experimental no dinamômetro. A Figura 21 apresenta as curvas de pressão máxima nos cilindros.

Figura 20 – Pressão média efetiva, barra de incerteza = 3%



Fonte: Adaptado de (GERVÁSIO, 2017)

Figura 21 – Pressão máxima no interior dos cilindros, barra de incerteza = 3%



Fonte: Adaptado de (GERVÁSIO, 2017)

Gervásio (2017) conclui o trabalho com a validação do modelo para os estudos no motor em questão e ressalta a vantagem da utilização de softwares para desenvolvimento de motores, o que reduz custos associados a construção de protótipos e tempo de projeto.

Wang et al., (2021) através de modelagem 1D no GT-Power avaliaram os impactos do sistema de elevação contínua da válvula variável (CVVL) no ciclo de Miller no comportamento de desempenho do motor de ignição por centelha (SI) a gás natural. A

calibração foi validada a partir de dados experimentais de desempenho, consumo específico de combustível e parâmetros de combustão. Os resultados apresentados em relação ao uso de CVLL foram a redução na perda de bombeamento e o ligeiro aumento da eficiência volumétrica. Sob a carga parcial de 1200 RPM e 5 bar de PMEI foi obtida uma melhoria extra de 5,43% da eficiência térmica.

Wang et al., (2021) também compararam o respectivo artigo, com o trabalho de Miklanek et al., (2012) que utilizaram o GT-Power unidimensional para calcular a pressão no cilindro e a economia de combustível do motor SI a gás natural, operando no ciclo de Miller na carga parcial. Os resultados indicaram redução no consumo de combustível quando se comparado ao ciclo de Otto.

Yuan et al., (2015) em seu estudo, apresentam uma modelagem em GT-Power de um motor SI monocilíndrico, com o objetivo de avaliar a curva de pressão de combustão com a ação de detonação de misturas de etanol e gasolina. Os resultados foram comparados com dados experimentais existentes. Foi utilizado um modelo de combustão de duas zonas que utiliza um modelo de gasolina (contendo etanol) combinado com um outro modelo de NO para simular as extremidades da auto ignição. O parâmetro de fração de massa queimada obtido pelo GT-Power foi retardado nas simulações de duas zonas até a auto ignição desaparecer, identificando assim uma fase de ignição eficaz para o rastreamento da detonação. Foram modelados os sistemas de injeção PFI e DI. Para DI, os efeitos de resfriamento de carga do etanol foram quantificados e indicaram que o DI melhorou substancialmente o desempenho limitado por detonação em relação ao PFI. No geral, o mesmo modelo foi capaz de simular e identificar a autoignição no PFI e no DI de maneira semelhante, apesar da maior complexidade na modelagem de DI.

Borgatti (2017) realizou através do pacote GT-Suite, a caracterização numérica 1D do fenômeno da detonação para gasolina e etanol em um motor monocilindrico. A calibração a partir dos dados geométricos do motor, juntamente com as condições de contorno fornecidas pelos experimentos na bancada dinamométrica, reproduziram uma boa correlação com os dados experimentais de transferência de calor, da taxa de queima, e da eficiência volumétrica. O modelo detectava o fenômeno de detonação sempre que o mesmo ocorria, demonstrando a eficácia da simulação numérica aplicada a motores.

2.4. Considerações finais

A revisão bibliográfica demonstrou os fundamentos teóricos do funcionamento de um motor de combustão interna de ignição por centelha (SI). Foram apresentados os ciclos termodinâmicos real e o teórico, bem como suas principais diferenças. Parâmetros de desempenho dos motores, formação da mistura ar-combustível, processo de combustão e os combustíveis mais utilizados na atualidade foram apresentados de maneira a dar embasamento ao desenvolvimento do trabalho de pesquisa. Na segunda parte deste capítulo, foi mostrado que a simulação numérica, em especial a 1D tem sido amplamente utilizada para o desenvolvimento de motores a combustão interna. Com um modelo bem elaborado e calibrado é possível simular parâmetros do motor para diversas condições de operação, obtendo valores muito próximos da operação real. Neste contexto, a modelagem numérica para desenvolvimento de motores de combustão interna vem se tornando cada vez mais primordial para redução de custo e tempo nos processos de desenvolvimento tecnológico.

3. METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho descreve de forma detalhada as etapas e os procedimentos adotados nesta pesquisa, desde os motivos para escolha do motor, sua especificação e caracterização, até a elaboração e validação do modelo unidimensional no GT-Power para simulação do desempenho e parâmetros de combustão do motor em questão.

3.1. Seleção do motor

O motor escolhido para realização dessa pesquisa foi o motor monocilíndrico de pesquisa da AVL modelo 5496, do laboratório de motores do Centro da Tecnologia da Mobilidade (CTM) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). A escolha desse motor foi em função da disponibilidade de dados experimentais. Trata-se de um motor monocilíndrico de pesquisa, de quatro tempos, ignição por centelha, com opções de sistemas de injeção DI e PFI, com eletroinjetor multifuros modelo Bosch HDEV 5.1 para o sistema DI, e duas válvulas de admissão e duas de exaustão no cabeçote. A razão volumétrica de compressão pode ser variada, com a adição de placas metálicas entre o bloco e o cabeçote do motor. A configuração da sala dinamométrica, equipada com um compressor de ar, permite a operação do motor naturalmente aspirado ou sobrealimentado. O motor também possui um sistema de variação mecânica para abertura e fechamento das válvulas, que opera por meio da fixação das polias graduadas do eixo de comando na montagem do motor. As especificações do motor são apresentadas na Tabela 4. O motor do estudo é apresentado na Figura 22.

Tabela 4 – Especificações do motor

Tipo	Monocilíndrico
Modelo	AVL 5496
Tipo de injeção	DI - PFI
Diâmetro do pistão	82 mm
Curso	86 mm
Comprimento da biela	144 mm
Razão volumétrica de compressão	6:1 – 15:1
Volume deslocado	454,17 cm ³
Offset no pistão	0,50 mm
Número de válvulas	4
Cruzamento de válvulas	0°
Diâmetro da válvula de admissão	33,9 mm
Máximo levantamento da válvula de admissão	10,19 mm
Abertura das válvulas de admissão (IVO)	0° APMS
Fechamento das válvulas de admissão (IVC)	40° DPPI
Diâmetro da válvula de exaustão	28 mm
Máximo levantamento da válvula de exaustão	8,83 mm
Abertura das válvulas de exaustão (EVO)	56° APPI
Fechamento das válvulas de exaustão (EVC)	0° DPMS
Lubrificação	Óleo mantido constante a 90° C
Arrefecimento	Água mantida constante a 90° C
Pressão de injeção do combustível	80 bar
Temperatura de injeção do combustível	20° C

Fonte: Do autor

Figura 22 – Motor AVL 5496



Fonte: Do autor

3.2. Combustível utilizado

Para o estudo, por ser um biocombustível utilizado em larga escala e o Brasil figurar entre os maiores produtores, adotou-se como combustível o etanol “comum”, também denominado etanol hidratado, composto de 94% de etanol anidro e 6% de água em volume.

As propriedades do etanol utilizado estão descritas na Tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades do etanol conforme ANP

Propriedade	Etanol
Massa específica	803,3 kg/m ³
PCI	25269 kJ/Kg
% Carbono (massa)	48,80%
% Hidrogênio (massa)	13,00%
% Oxigênio (massa)	38,20%

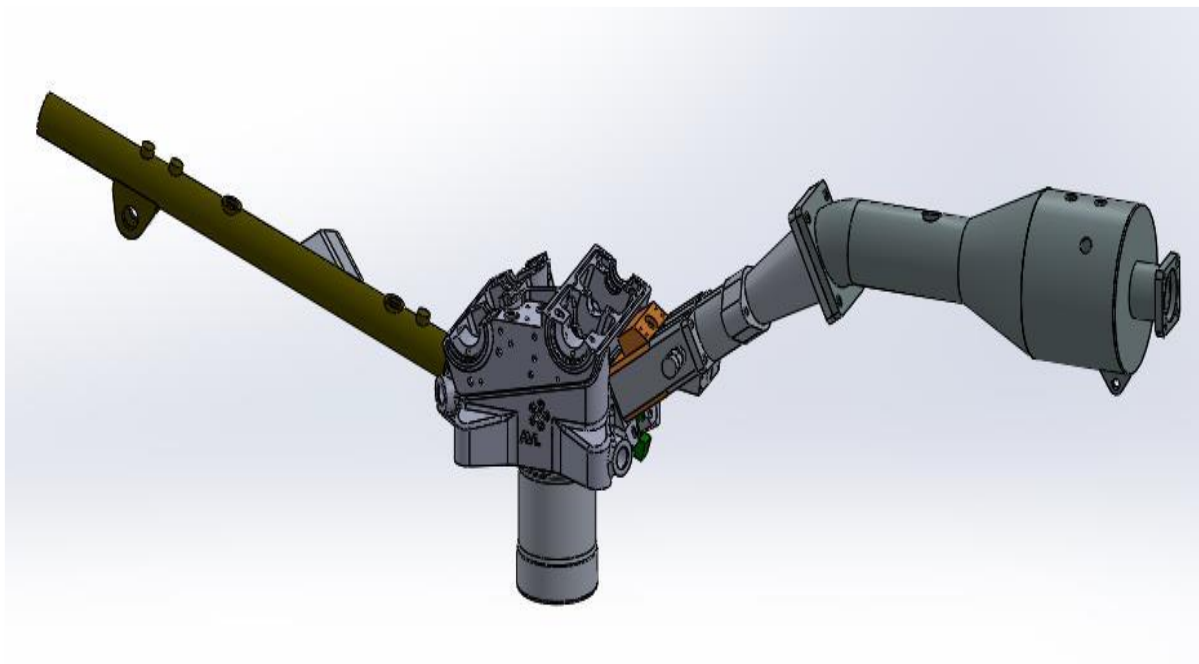
Fonte: (ANP, 2020)

3.3. Dados geométricos do motor

Modelos geométricos 3D em CAD são utilizados para modelagem dos volumes internos dos sistemas de admissão e exaustão, coletores de admissão e exaustão, e geometrias internas do cabeçote como pórticos de admissão, de exaustão e câmara de combustão. Os modelos geométricos CAD 3D são convertidos para modelos 1D (diâmetros, comprimentos e/ou volumes) no GT-POWER através do recurso do software GEM3D. Os parâmetros dimensionais do motor devem ser inclusos no modelo, sendo eles: diâmetro do cilindro, curso do pistão, comprimento da biela, razão volumétrica de compressão, levante e coeficientes de válvulas de admissão e escape em função do ângulo do virabrequim. Os materiais dos componentes do motor, bloco, cabeçote, pistão, etc., são representados no software. Neste contexto destaca-se a importância da condutividade térmica (K) dos mesmos para de transferência de calor.

Os dados geométricos 3D em CAD referentes ao cabeçote e sistemas de admissão e exaustão foram fornecidos pelo CTM-UFGM. A Figura 23 apresenta a vista 3D do motor.

Figura 23 – Montagem CAD do cabeçote e de parte dos dutos de admissão e exaustão.



Fonte: (VAZ, 2018)

3.4. Coeficiente de descarga das válvulas

Os coeficientes de descarga (CD) das válvulas de admissão e exaustão em função do levante são apresentados nas Tabelas 6 e 7. As Figuras 24 e 25 apresentam respectivamente as curvas dos coeficientes de descarga nas válvulas de admissão e exaustão. O coeficiente de descarga direto das válvulas de exaustão foi igual a 0 para o levante de 1 mm. Este valor não é realista, e ele foi substituído pelo valor de 0,1107 calculado para o coeficiente de descarga reverso das válvulas de exaustão.

Tabela 6 – Cálculo do coeficiente da descarga da admissão

Levante da válvula [mm]	Coeficiente de descarga direto	Coeficiente de descarga reverso
1	0,0878	0,0901
2	0,1717	0,1682
3	0,2518	0,2228
4	0,322	0,2828
5	0,3786	0,3172
6	0,4101	0,3405
7	0,4365	0,372
8	0,4569	0,3831
9	0,4717	0,3829
10	0,4816	0,3954
10,19	0,482	0,3943

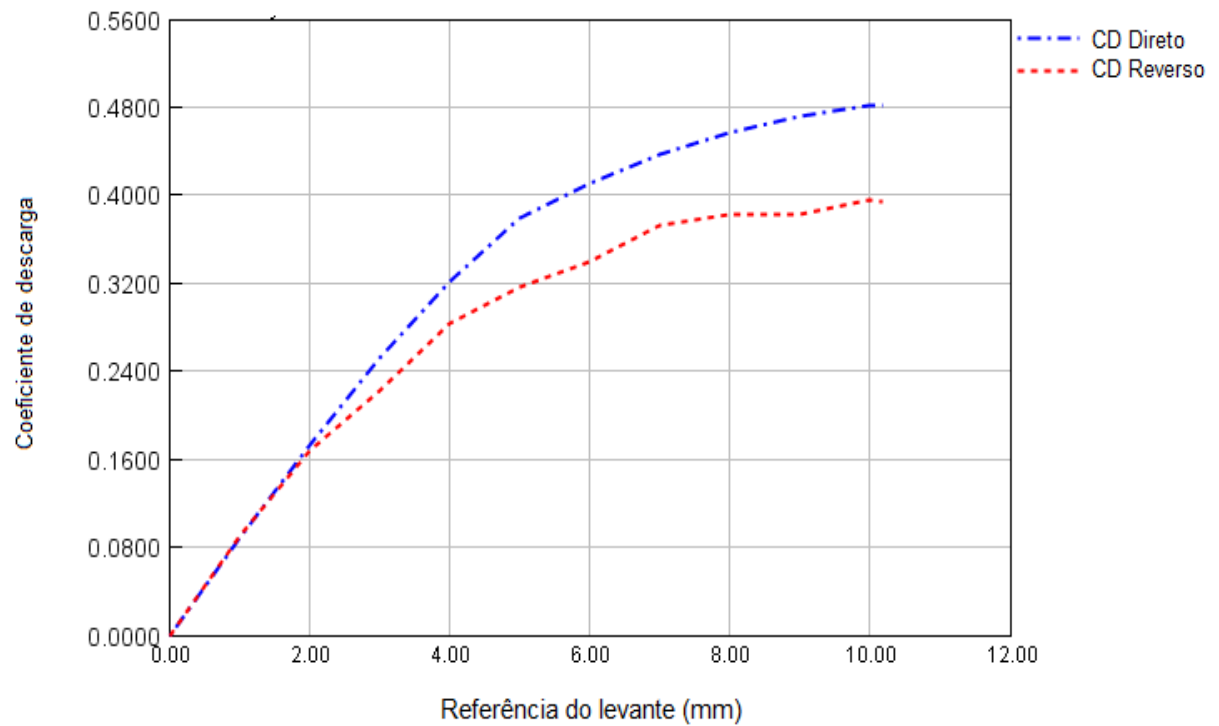
Fonte: Adaptado de (VAZ, 2018)

Tabela 7 – Cálculo do coeficiente de descarga da exaustão

Levante da válvula [mm]	Coeficiente de descarga direto	Coeficiente de descarga reverso
1	0,000 0,1107	0,1107
2	0,229	0,2274
3	0,3404	0,3349
4	0,437	0,4442
5	0,5187	0,5752
6	0,5813	0,6285
7	0,6199	0,6512
8	0,6163	0,674
8,83	0,6221	0,6813

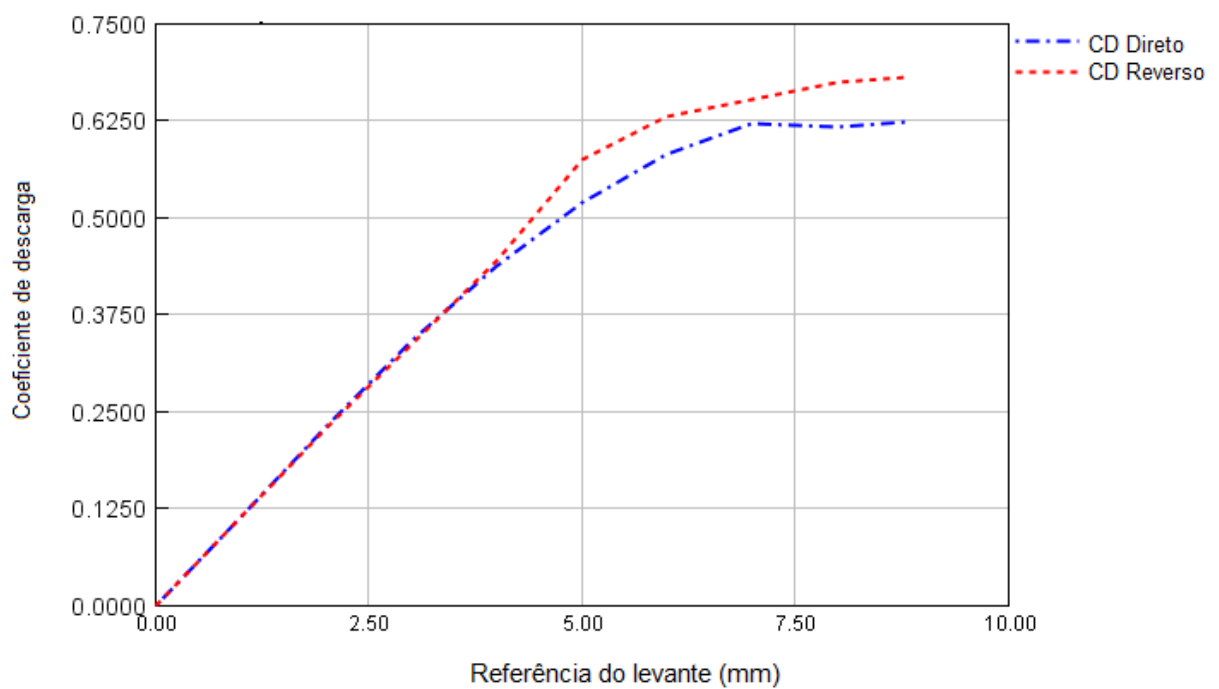
Fonte: Adaptado de (VAZ, 2018)

Figura 24 – Curva do coeficiente de descarga das válvulas de admissão



Fonte: Do autor

Figura 25 – Curva do coeficiente de descarga das válvulas de exaustão

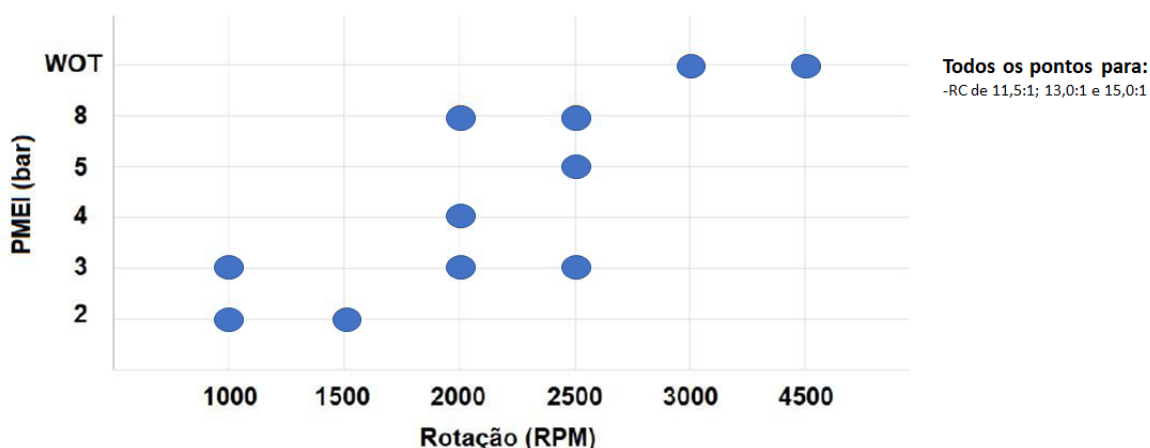


Fonte: Do autor

3.5. Condições de operação do motor

Os testes experimentais foram conduzidos pela equipe de experimentação do CTM-UFMG. Dados de desempenho, consumo específico de combustível e combustão foram obtidos utilizando etanol, com sistemas de injeção DI para as rotações de 1000, 1500, 2000, 2500, 3000 e 4500 RPM, com cargas de PMEI de 2, 3, 4, 5, 8 bar e WOT (do inglês, *wide open throttle*) que significa plena carga. A temperatura ambiente variou de 23 a 29° C e a pressão barométrica de 0,92 a 0,93 bar. Três razões volumétricas de compressão foram utilizadas: 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1. Os parâmetros de combustão foram obtidos a partir da média de 200 ciclos para cada condição operacional ensaiada. Os pontos de operação utilizados nos testes experimentais são demonstrados na Figura 26.

Figura 26 – Pontos de operação – testes experimentais

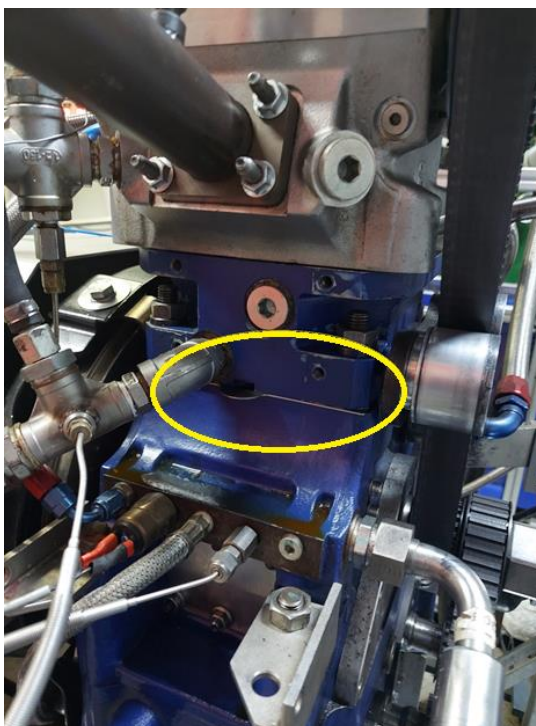


Fonte: Do autor

A variação da razão volumétrica de compressão no motor é realizada através de placas metálicas de diferentes espessuras entre o bloco e o cabeçote, conforme demonstrado na Figura 27 de forma a aumentar o volume da câmara de combustão. Para uma razão volumétrica de compressão de 11,5:1 a espessura das juntas é de 4,2mm, para a razão de 13,0:1 é de 3,2mm e para 15,0:1 a espessura é de 2,2mm.

Para a fase de calibração do modelo, as simulações numéricas foram realizadas para 2 pontos em WOT e razão volumétrica de compressão a 11,5:1, sendo o ponto 1 em 3000 RPM e o ponto 2 em 4500 RPM. Os dados experimentais dos pontos escolhidos para simulação estão apresentados na Tabela 8.

Figura 27 – Placas metálicas no bloco do motor para variação da RC



Fonte: Do autor

Tabela 8 – Condições de operação para validação do modelo, em WOT

Condições de operação	1	2
Rotação [RPM]	3000	4500
Razão volumétrica de compressão	11,5:1	11,5:1
PMEI [bar]	10,00	10,53
BMEP [bar]	8,84	9,02
Lambda	1,00	1,00
Massa de combustível por ciclo [mg]	46,6	49,3
Início da injeção [°]	-358,5	-358,5
Duração da injeção [°]	85,2	133,6
Avanço de ignição [°] – antes do PMS de compressão	-25,53	-24,03
Vazão mássica de ar [Kg/h]	35,2	55,9
Temperatura na admissão [k]	305,4	305,8
Temperatura na exaustão [k]	952,7	1012,4

Fonte: Do autor

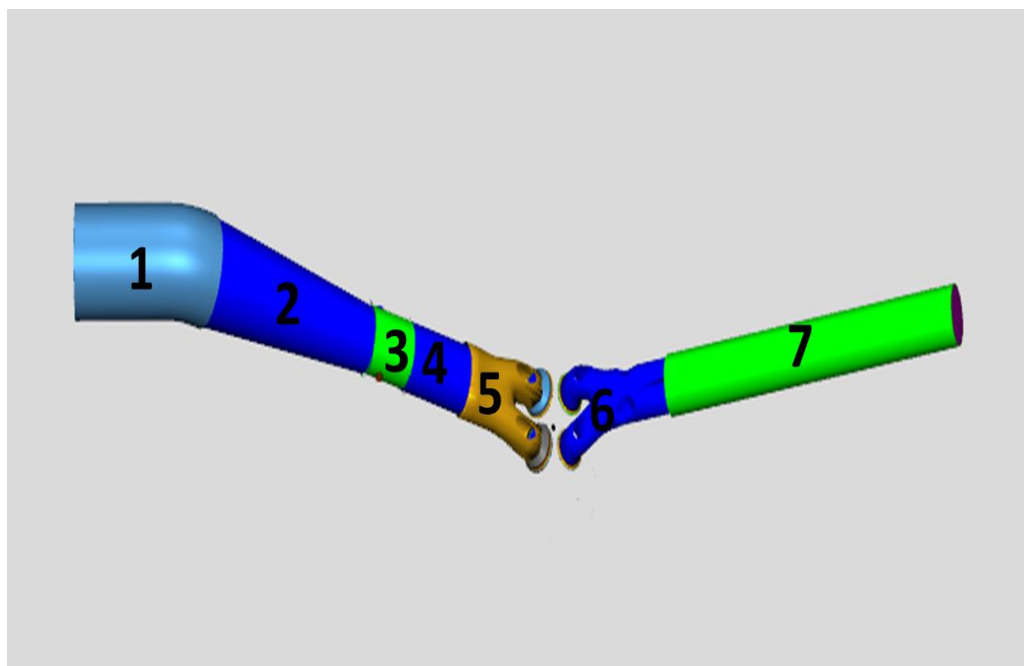
3.6. Modelagem geométrica do motor

Para o desenvolvimento do modelo unidimensional, foi utilizada a plataforma de softwares GT-Suíte, que contém o pacote de objetos para modelagem dos diversos

componentes e processos dos MCIs. A modelagem se dá a partir de objetos (blocos) que representam as diversas peças e sistemas que constituem o motor. Esses objetos são interligados criando uma estrutura representativa que segue a lógica do escoamento do ar através do motor. Cada objeto está associado a um conjunto de equações matemáticas que descrevem seu comportamento termo-fluidodinâmico.

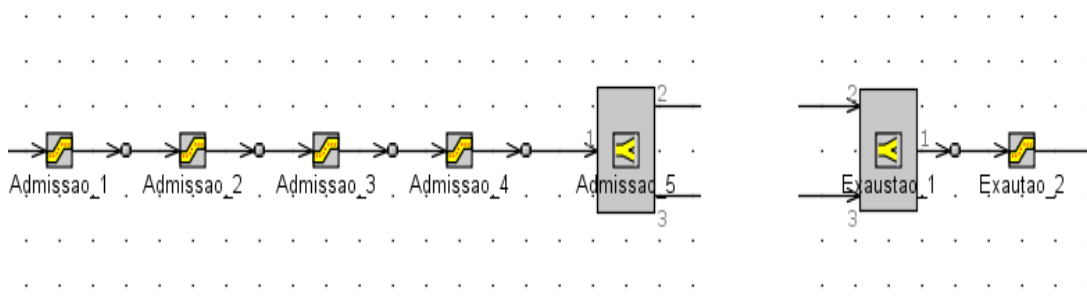
A modelagem inicia-se com a etapa de exportação da geometria do motor para a ferramenta *SpaceClaim*, e neste momento são eliminados válvulas, pistão e cilindro, pois estes componentes possuem objetos próprios na biblioteca do GT-Power. Após este tratamento, essa geometria é exportada para a ferramenta GEM3D. Nessa ferramenta, a geometria é subdividida em dutos menores para ser exportada para o GT-Power. A Figura 28 demonstra o processo da geometria subdividida no GEM3D e a Figura 29 os objetos exportados para o GT-Power. Já a Tabela 9 apresenta as características dos condutos.

Figura 28 – Geometria subdividida no GEM3D.



Fonte: Do autor

Figura 29 – Objetos criados no GT-Power



Fonte: Do autor

Tabela 9 – Características dos condutos

Conduto	Diâmetro	Comprimento	Material
1 – Admissão 1	72,00 mm	146,15 mm	Alumínio extrudado
2 – Admissão 2	54,71 mm (valor médio)	195,20 mm	Alumínio extrudado
3 – Admissão 3	43,65 mm	51,42 mm	Alumínio extrudado
4 – Admissão 4	42,82 mm	69,94 mm	Alumínio extrudado
5 – Admissão 5	44,74 mm (valor médio)	152,38 mm	Alumínio extrudado
6 – Exaustão 1	42,55 mm (valor médio)	169,82 mm	Aço
7 – Exaustão 2	37,88 mm (valor médio)	331,51 mm	Aço

Fonte: Do autor

Após a inserção dos blocos de admissão e exaustão, outros objetos específicos são acrescentados para complementar o modelo, tais como as condições de contorno, o injetor de combustível, as válvulas, o cilindro e o eixo de virabrequim.

As condições de contorno na admissão e exaustão são inseridas através de objetos denominados “*EndEnvironment*”. Dados da pressão e temperatura ambiente fornecidos devem ser tratados e inseridos, além da composição do fluido de entrada, que para essa simulação foi considerado o ar atmosférico, inserido no modelo a partir de um objeto de referência no software, chamado de “*air*”.

O injetor de combustível é caracterizado através do objeto “*InjPulseConn*”. O objeto descreve a operação de um injetor através da vazão mássica de combustível, a largura do pulso e a massa de combustível injetada por ciclo. Foi indicado o tempo de injeção e a massa de combustível injetada por ciclo para cada caso, e o objeto por se tratar de sistema de injeção direta, inserido no cilindro.

Os diagramas de válvulas são caracterizados através dos objetos “*ValveCamConn*”, os quais definem válvulas atuadas através de eixos came. Para a simulação, os coeficientes

de descarga em função do ângulo de virabrequim são utilizados tanto para as duas válvulas de admissão quanto para as duas de exaustão.

O próximo passo é a definição do cilindro, utilizando o objeto “*EngCylinder*”. Nesse objeto são definidos parâmetros como geometria, temperatura da parede, modelo de transferência de calor e modelo de combustão, necessários para a completa simulação do motor. Como os demais objetos que possuem escoamento interno, um objeto de referência denominado “*FluidInitialState*” para as condições iniciais da simulação deve ser descrito, especificando a pressão, a temperatura e a composição do fluido no estado inicial da simulação.

A temperatura na parede do cilindro pode ser calculada ou imposta. Como estes dados não estavam disponíveis, foi utilizado os parâmetros sugeridos no GT-POWER, onde as temperaturas foram impostas, sendo para cabeçote 550K, pistão 590K, e camisas do cilindro 450K.

O modelo de transferência de calor adotado foi o Woschini, que fornece estimativas de transferência de calor dentro do cilindro, e desconsidera os efeitos de *swirl* (vórtices). A diferença mais importante ocorre no tratamento dos coeficientes de transferência de calor durante o período em que as válvulas estão abertas, onde a transferência de calor é aumentada pelas velocidades de escoamento através das válvulas de admissão e também pelo escoamento reverso através das válvulas de exaustão (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016). O coeficiente de transferência de calor por convecção seguindo o modelo WoschniGT ($h_c(Woschni)$) é descrito pela Equação 41.

$$h_c(Woschni) = \frac{K_1 P^{0,8} w^{0,8}}{B^{0,2} T^{K_2}} \quad (41)$$

Onde B é o diâmetro do cilindro, K_1 e K_2 são constantes do modelo com valores 3,01426 e 0,50 respectivamente, P é a pressão no cilindro, T é a temperatura no cilindro e w é a velocidade média do gás do cilindro, calculada através da Equação 42.

$$w = \left[C_1 \overline{S_p} + C_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m) \right] \quad (42)$$

Onde $\overline{S_p}$ é a velocidade média do pistão, T_r é temperatura do fluido de trabalho antes da combustão, P é a pressão instantânea do fluido, P_m é a pressão do fluido em “*motoring*” ou seja, sem a combustão, no mesmo ângulo que P , P_r é a pressão do fluido de trabalho antes da combustão, V_d é o volume deslocado, V_r é o volume do fluido de trabalho antes da combustão e C_1 e C_2 são constantes do modelo WoschniGT. Os valores de C_2 são iguais a 0,00 durante as trocas de gases e período de compressão e $3,24 \times 10^{-3}$ durante o momento de combustão e expansão (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016). C_1 é obtido pela Equação 43.

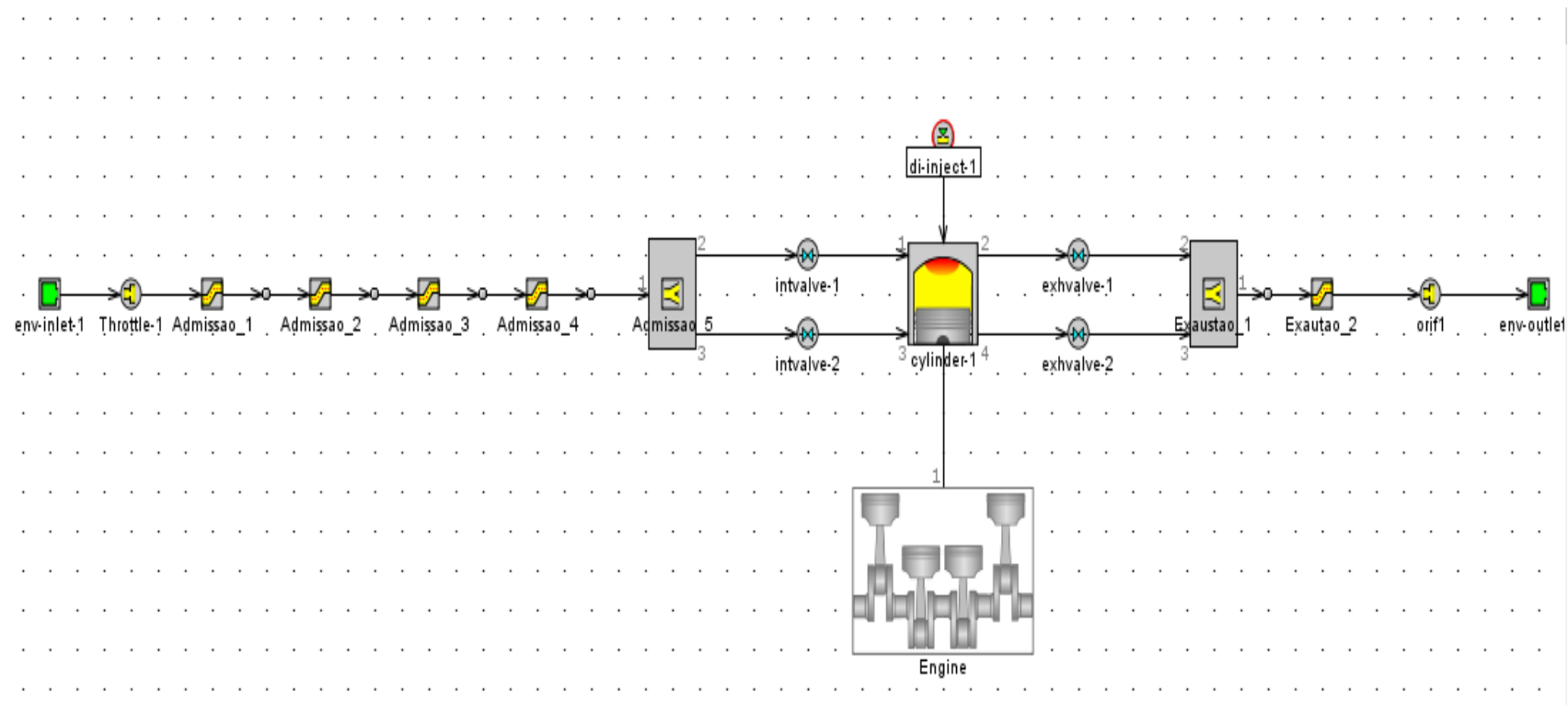
$$C_1 = 2,28 + 3,9 \text{MIN} \left(\frac{\text{Fluxo de massa líquida que passou pelas válvulas}}{\text{Massa aprisionada} \times \text{Frequência do motor}}, 1 \right) \quad (43)$$

Para combustão, o modelo não preditivo de Wiebe, descrito na seção 2.1.6.3, foi utilizado. Para tal, foram fornecidos como dados de entrada para o software a curva de pressão dos gases no cilindro em função do ângulo virabrequim. Os valores de MBF 50, MBF 10-90 e eficiência de combustão foram também obtidos pelo modelo TPA (do inglês, *three pressure analysis*). Esse modelo utiliza como dados de entrada três pressões instantâneas: a pressão medida na admissão, a pressão medida na exaustão e a pressão medida no cilindro. Assim, para as condições de contorno citadas anteriormente, são utilizadas as pressões instantâneas dos dados experimentais da admissão e exaustão nas fronteiras do sistema, e para o cilindro é selecionado o módulo de cálculo TPA além de determinar como condição inicial o valor da pressão no cilindro obtida experimentalmente.

Os parâmetros do virabrequim são caracterizados pelo objeto “*EngineCrankTrain*”. Ele define o tipo de motor, disposição do cilindro, velocidade de operação do motor, ordem de ignição e número de deslocamentos do pistão por ciclo (ciclo de 4 tempos neste estudo), além de outras características do bloco do motor e do virabrequim. O modelo de atrito para o motor é inserido nesta etapa, pelo objeto de referência “*EngFrictionCF*” e para o presente estudo foi selecionado o baseado no modelo de atrito de *Chen-Flynn*, existente na biblioteca do GT-Power. Esse modelo calcula o atrito das partes móveis do motor como função da máxima pressão no cilindro, velocidade média do pistão e velocidade média quadrática do pistão.

Ao final da inserção dos objetos listados acima, mostra-se o diagrama de bloco obtidos no software GT-POWER na Figura 30.

Figura 30 – Diagrama de blocos para simulação do motor no GT-POWER



Fonte: Do autor

3.7. Calibração do modelo

O modelo numérico deve ser calibrado visando reduzir ao máximo as diferenças entre os resultados numéricos e os dados experimentais, para isso fatores de correção podem ser aplicados nos modelos matemáticos. Quando o objetivo é simular os parâmetros de desempenho do motor, a calibração do modelo é realizada através da curva de eficiência volumétrica, da temperatura dos gases de exaustão e da PMEI (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016). Utiliza-se a rotação mais alta para calibração da eficiência volumétrica.

A calibração da curva de eficiência volumétrica ajusta os cálculos numéricos da vazão mássica de ar do motor com a vazão mássica real, este ajuste associado a temperatura dos gases de exaustão, uma inferência a taxa de calor rejeitada, possibilitam o cálculo numérico do trabalho líquido por ciclo e consequentemente do torque produzido pelo motor, com baixo erro associado (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016). Desta maneira, a PMEI foi utilizada para comparação na calibração.

Para a correta calibração do modelo proposto, os passos abaixo foram executados, sempre em carga máxima (WOT), em virtude de os erros serem mais altos e de fácil detecção:

1. Pressão no sistema de admissão – Utilização de um orifício na entrada, simulando a restrição do sistema para representar as perdas de carga e ajustar a eficiência volumétrica.
2. Contrapressão de exaustão - Utilização de um orifício na saída, simulando a contrapressão e trechos da exaustão fora do volume de controle, para ajuste da eficiência volumétrica.
3. Eficiência Volumétrica – Através da PMEI – Fornecido o diagrama de válvulas do motor. Ajuste no coeficiente de levantamento e área das válvulas.
4. Pressão de combustão – Através do “EngCylCombSIWiebe” os valores de MBF 50 e MBF 10-90 são impostos, conforme dados experimentais. Realizado ajuste no coeficiente de Wiebe (*Wiebe Exponent*) e na fração de combustível queimado, para acerto de fase da combustão, realizada através do ângulo da pressão máxima.
5. Transferência de calor na admissão e exaustão – Temperatura na exaustão imposta. Ajuste nos coeficientes de transferência de calor nos dutos de admissão e exaustão.

6. Transferência de calor dentro do cilindro e a vaporização do combustível - Ajuste no multiplicador de transferência de calor através do objeto “*EngCylHeatTr*”, bem como os coeficientes do modelo de *WoschniGT*. Ajuste na vaporização do combustível (parte do combustível evapora ao ser injetado), através do “*Vaporized Fuel Fraction*” no injetor.
7. Atrito – Ajuste nas variáveis do modelo de atrito *Chen-Flyn* através do objeto “*EngFrictionCF*”.

Os ajustes realizados e os dados impostos na simulação são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Ajustes e dados impostos na calibração do modelo

	Valor	
1 - Sistema de admissão	3000 RPM	4500 RPM
<i>Throttle</i> (diâmetro mm)	36,5	
2 - Sistema de exaustão		
Restrição – Orifício (diâmetro mm)	17	
3 – Válvulas		
Levantamento da válvula de admissão	1,0	
Levantamento da válvula de exaustão	1,0	
Coeficiente de área da válvula de admissão	1,0	
Coeficiente de área da válvula de exaustão	1,0	
4 – Combustão	3000 RPM	4500 RPM
MBF 50 – Dados experimentais impostos	6,8	7,1
MBF 10-90 – Dados experimentais impostos	37,1	32,6
Expoente de Wiebe	2,0	2,0
Eficiência da combustão	0,97	0,97
5 - Transferência de calor na admissão e exaustão		
Transferência de calor no coletor de admissão	1,0	
Transferência de calor no coletor de exaustão	1,0	
Temperatura no coletor de exaustão (°C) – Dados experimentais impostos	680	739
6 - Transferência de calor no cilindro e vaporização do combustível		
Troca de calor no cilindro	0,65	
Vaporização do combustível	0,2	
7 - Ajustes no modelo de atrito Chen-Flyn		
Constante (bar)	0,1500	
A	0,0050	
B (bar/m/s)	0,0900	
C (bar/m/s)	0,0009	

Fonte: Do autor

A calibração do modelo numérico é realizada através da comparação das PMEI obtidas experimentalmente com os resultados numéricos apresentados, conforme Tabela 11. Os valores da simulação numérica apresentam diferenças máximas de 1,0% em relação aos dados experimentais, demonstrando que o modelo de combustão é válido, bem como as condições de contorno foram bem representadas.

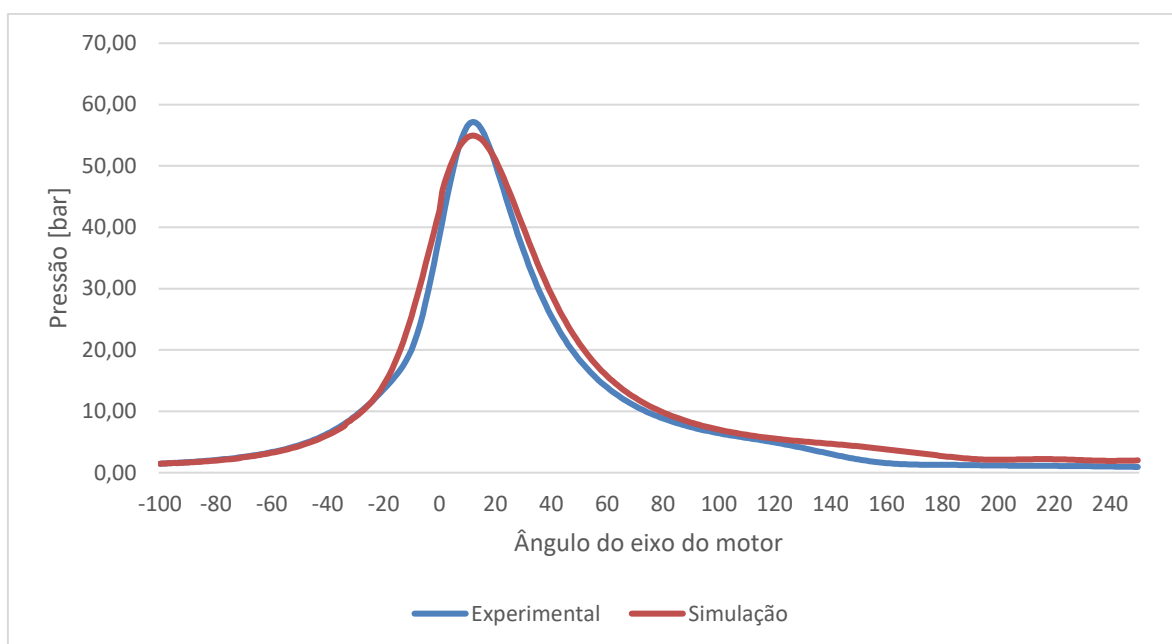
Tabela 11 – Valores comparativos das condições de operações simuladas

Condição de Operação	3000 RPM WOT	4500 RPM WOT
PMEI simulado [bar]	9,90	10,49
PMEI experimental [bar]	10,00	10,53
Diferença relativa da PMEI	-1,0%	-0,4%

Fonte: Do autor

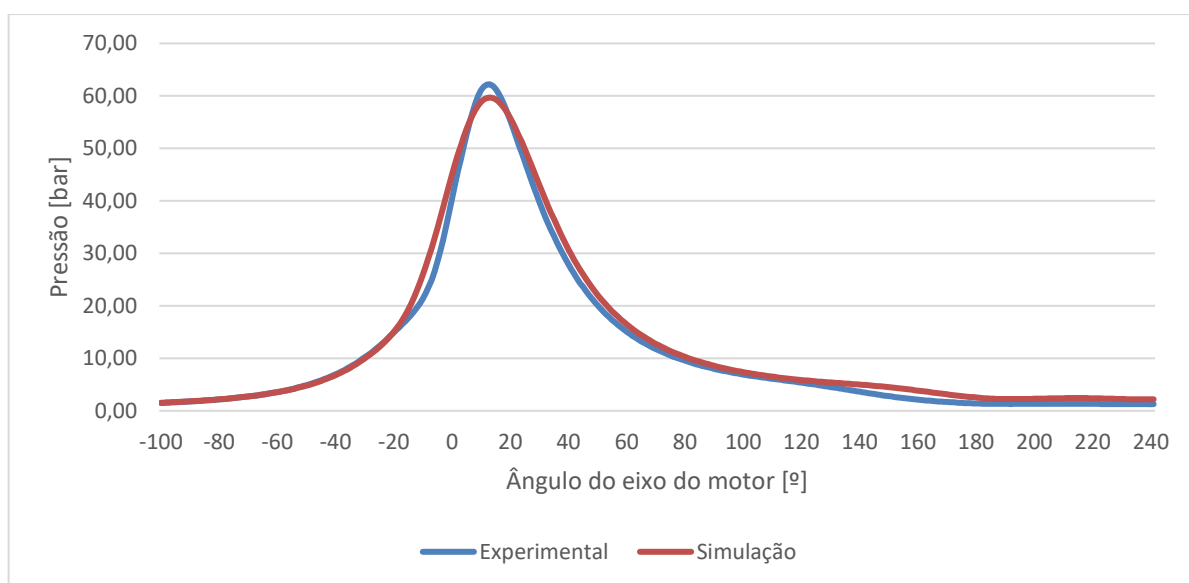
As Figuras 31 e 32 demonstram as curvas de pressão no cilindro do motor em função do ângulo do eixo, para 3000 e 4500 RPM respectivamente, sendo as curvas experimentais ilustradas em azul e as simuladas em vermelho. Pelos gráficos, é possível observar boa coerência entre resultados numéricos e os experimentais. As pressões experimentais máximas dos gases no cilindro foram de 57,5 bar e desvio padrão de 0,3 para uma operação em 3000 RPM e WOT, e 62,6 bar e desvio padrão de 0,4 para 4500 RPM e WOT. Já no modelo simulado foram obtidos resultados de 55,0 bar e 59,7 bar respectivamente. Ambos com discrepância máxima de 4,6%, abaixo do limite de 5% apontado no tutorial do GT-Power, confirmando a validação do modelo de simulação. Considerando o desvio padrão, a diferença é reduzida para 4,0%.

Figura 31 – Pressão no cilindro em função do ângulo do eixo do motor – 3000 RPM WOT



Fonte: Do autor

Figura 32 – Pressão no cilindro em função do ângulo do eixo do motor – 4500 RPM WOT



Fonte: Do autor

A Tabela 12 apresenta valores da PMEI, utilizada para calibração, e ainda comparações referentes a BMEP, a pressão máxima dos gases no cilindro e ao ângulo de pressão máxima.

Tabela 12 – Resultados das condições de operações simuladas

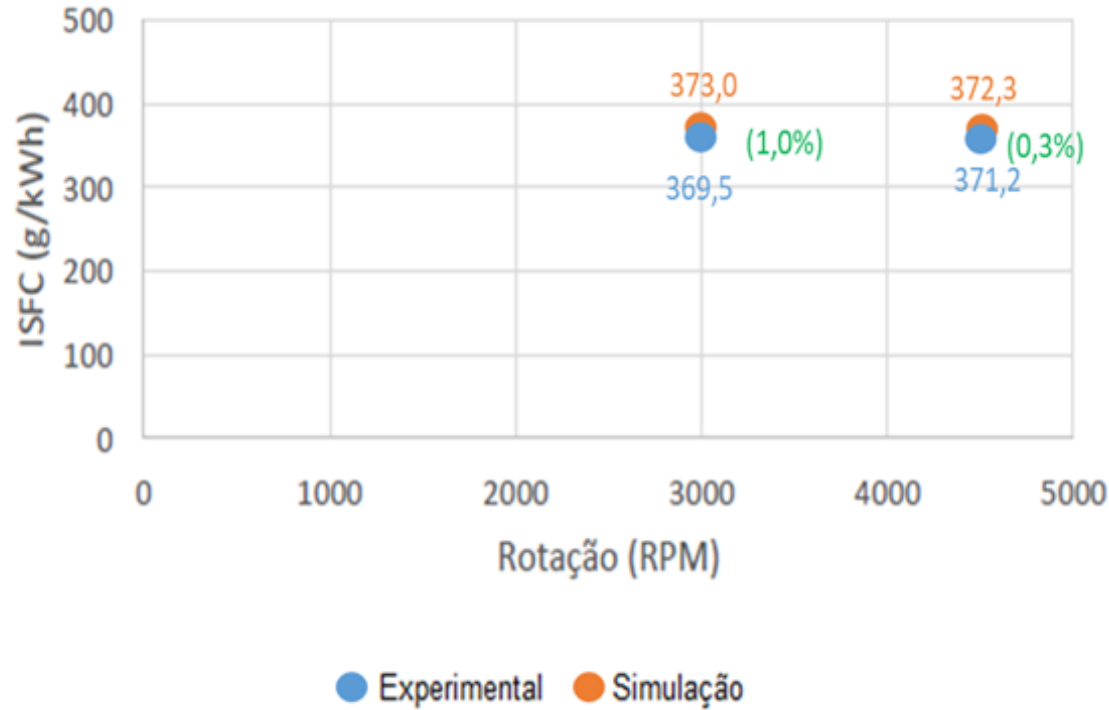
Condição de Operação	3000 RPM WOT	4500 RPM WOT
PMEI simulado [bar]	9,90	10,49
PMEI experimental [bar]	10,00	10,53
Diferença relativa da PMEI	-1,0%	-0,4%
BMEP simulada [bar]	8,64	8,74
BMEP experimental [bar]	8,84	9,02
Diferença relativa da BMEP	-2,3%	-3,1%
Pressão máxima no cilindro simulado [bar]	55,00	59,70
Pressão máxima no cilindro experimental [bar]	57,50	62,60
Diferença relativa pressão máxima no cilindro	-4,4%	-4,7%
Ângulo de pressão máxima simulado [°]	12,05	13,07
Ângulo de pressão máxima experimental [°]	12,15	12,68
Diferença relativa ao ângulo de pressão máxima	-0,9%	3,1%

Fonte: Do autor

Os resultados da pressão média efetiva de eixo (BMEP) apresentaram diferença 2,3% em 3.000 RPM, e 3,1% em 4.500 RPM, o que demonstra que a condição de contorno para simulação do atrito foi adequada, visto que a BMEP apresenta as perdas passivas de atrito no motor. O erro numérico no ângulo de pressão máxima é de 0,9% para 3.000 RPM e 3,1% para 4.500 RPM.

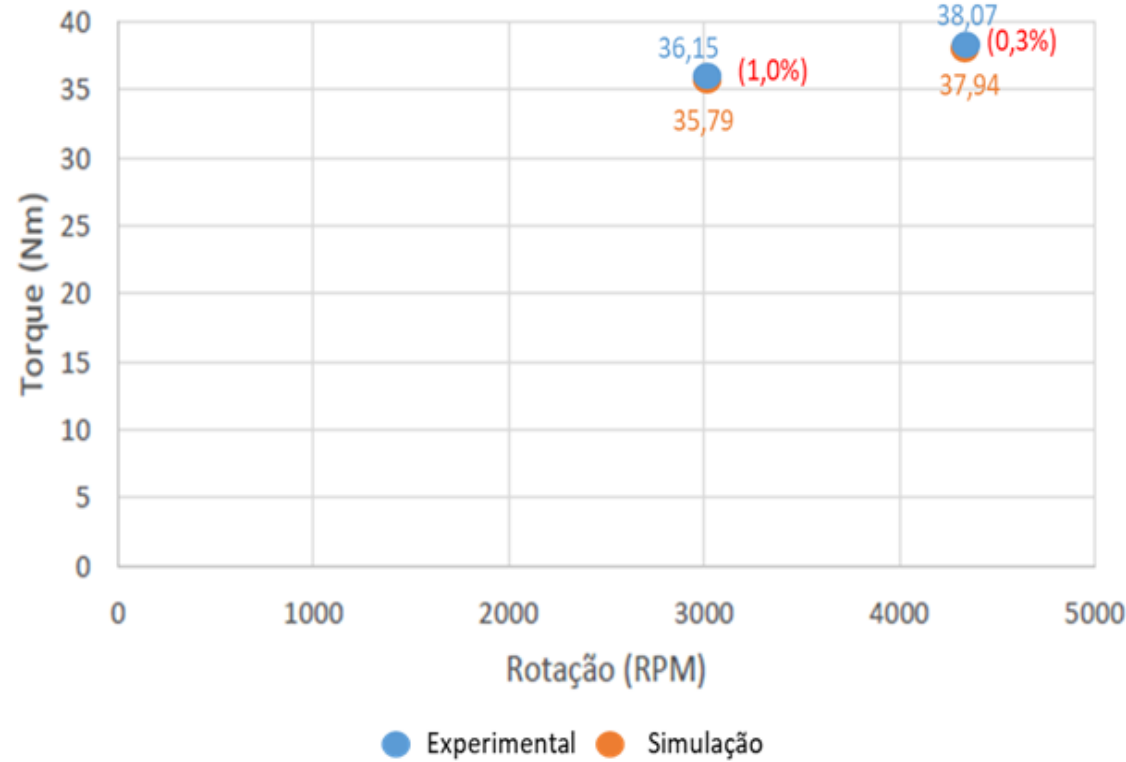
Os valores do consumo específico de combustível são apresentados na Figura 33. Na rotação de 3.000 RPM a diferença apresentada é de 1,0%, enquanto na rotação de 4.500 RPM essa diferença é de 0,3%. Outra comparação realizada foi do torque indicado. Em ambas as rotações, a diferença encontrada entre o modelo simulado e os dados experimentais foi inferior a 1,0%, conforme apresentado na Figura 34.

Figura 33 – Consumo específico de combustível – dados experimentais e simulação



Fonte: Do autor

Figura 34 – Torque indicado – dados experimentais e simulação



Fonte: Do autor

Por fim, as diferenças percentuais dos resultados numéricos obtidos em relação aos dados experimentais são apresentadas na Tabela 13. Valores positivos para os erros, significam que os valores obtidos na simulação foram maiores que os obtidos nos ensaios experimentais. A diferença máxima obtida é de 4,7%, para a pressão máxima no cilindro em 4.500 RPM. Para os demais parâmetros, a diferença sempre foi inferior a 3,1%. Considerando o desvio padrão nos ensaios experimentais, a diferença máxima é reduzida para 4,0%, para a pressão máxima no cilindro. Esses resultados reafirmam que o modelo 1D desenvolvido é válido, assim como as condições de contorno foram bem representadas.

Tabela 13 – Erros referentes aos pontos operacionais para calibração do modelo

	3000 RPM WOT		4500 RPM WOT	
	Erro numérico	Erro numérico considerando o desvio padrão (σ)	Erro numérico	Erro numérico considerando o desvio padrão (σ)
PMEI	-1,0%	-0,8%	-0,4%	-0,2%
BMEP	-2,3%	-2,2%	-3,1%	-3,0%
Pressão máxima no cilindro	-4,4%	-3,9%	-4,7%	-4,0%
Ângulo de pressão máxima	-0,9%	0,8%	3,1%	-1,5%
ISFC	1,0%	1,0%	0,3%	0,3%
Torque indicado	-1,0%	-0,7%	-0,3%	-0,1%

Fonte: Do autor

3.8. Considerações sobre o modelo desenvolvido no GT-Power

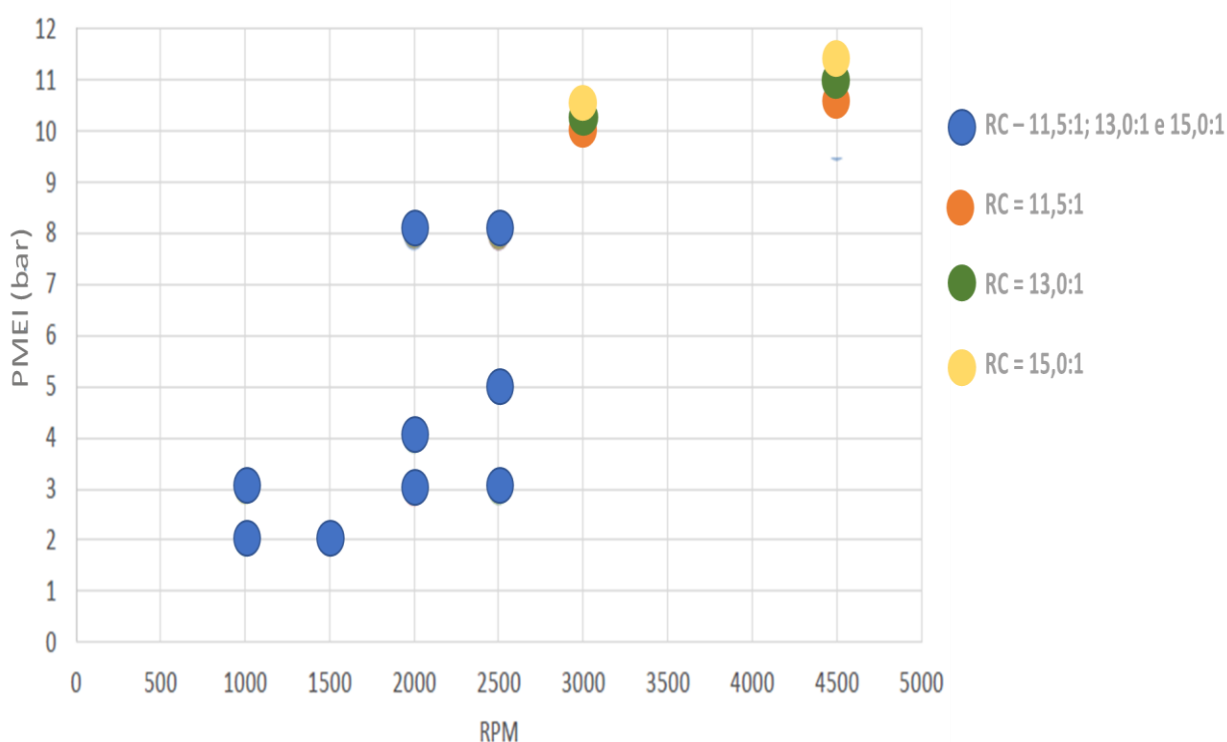
A metodologia aplicada nessa seção, com o desenvolvimento de um modelo 1D no GT-Power para simulação de um motor de combustão interna se mostrou eficaz para simulação do motor monocilíndrico AVL 5496 operando com razão volumétrica de compressão de 11,5:1. A comparação entre os resultados numéricos com os dados experimentais apresentou erro máximo de 1,0% nos valores de PMEI e 4,0% nos valores de pressão máxima no cilindro.

4. RESULTADOS E ANÁLISES

Neste tópico são apresentados os resultados numéricos para parâmetros de desempenho e combustão, obtidos a partir do modelo 1D desenvolvido e calibrado no GT-POWER para o motor AVL 5496.

Conforme apresentado na Figura 35, foram simulados onze pontos operacionais para cada RC, totalizando trinta e três pontos. Tabelas e gráficos comparativos entre os resultados simulados e os obtidos através de ensaios experimentais são apresentados para os parâmetros de PMEI, potência e torque indicado, ISFC e vazão mássica de ar. Uma comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais é realizada a fim de determinar o erro numérico. Uma análise dos resultados é apresentada com atenção especial à influência da RC sobre o ISFC.

Figura 35 – Pontos simulados

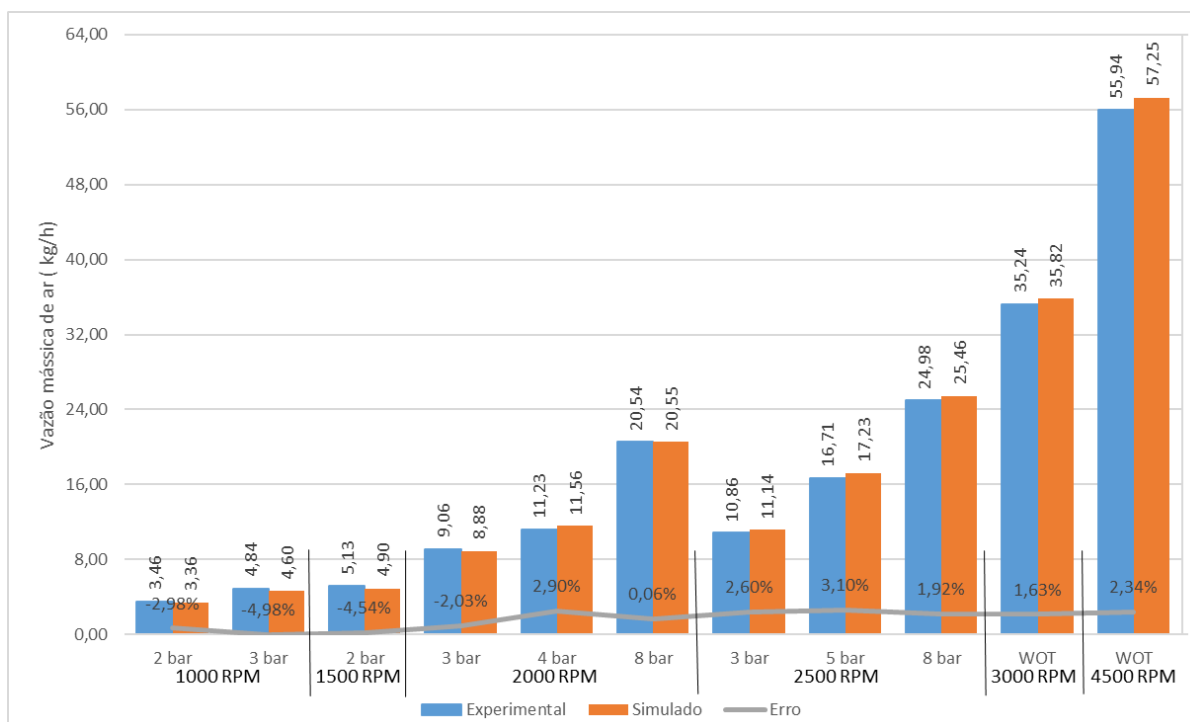


Fonte: Do autor

4.1. Vazão mássica de ar

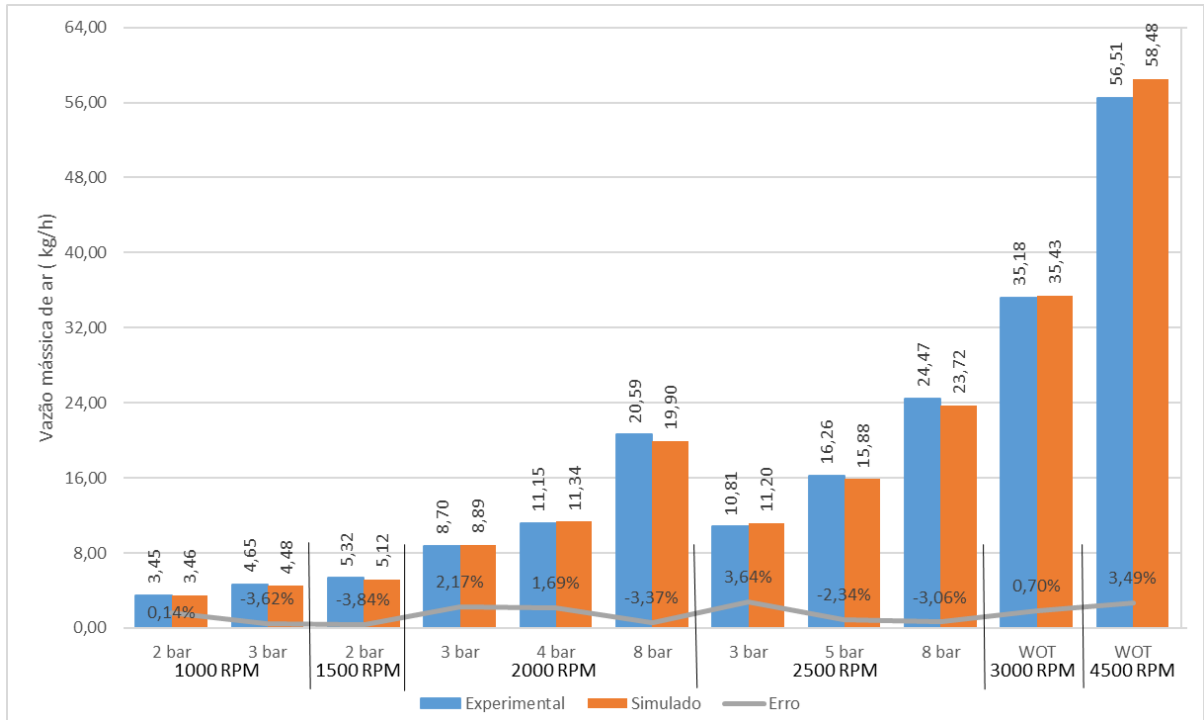
Os resultados numéricos para a vazão mássica de ar, os dados experimentais e os erros numéricos são apresentados nas Figuras 36, 37 e 38 para as RC de 11,5:1, 13,0:1 e de 15,0:1, respectivamente. Comparando-se os resultados numéricos obtidos com os dados experimentais de vazão mássica de ar para cada um dos 33 pontos simulados, obtém-se diferenças situadas entre 0,06% e 5,00%, sendo a menor para uma RC de 11,5:1, 2000 RPM e carga de 8 bar de PMEI e a maior para RC de 15,0:1, 1500 rpm e carga de 2 bar de PMEI. Os resultados numéricos da vazão mássica de ar são fortemente influenciados pela geometria dos condutos e pórticos de admissão e escape, diagrama de válvulas do motor, CD direto e reverso das válvulas de admissão em função do seu levantamento e da correta caracterização das condições ambientais de operação do motor. Os erros experimentais abaixo de 5% demonstram uma boa caracterização geométrica do motor estudado. Uma boa calibração do modelo numérico realizada para a condição de WOT em 3000 e 4500 rpm, através da imposição de restrições na admissão e escape visando ajustar a curva de eficiência volumétrica foram de enorme importância para a qualidade dos resultados obtidos. A Tabela 14 apresenta os valores da vazão mássica simulada, os obtidos experimentalmente, bem como o erro numérico associado.

Figura 36 – Vazão mássica de ar para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1



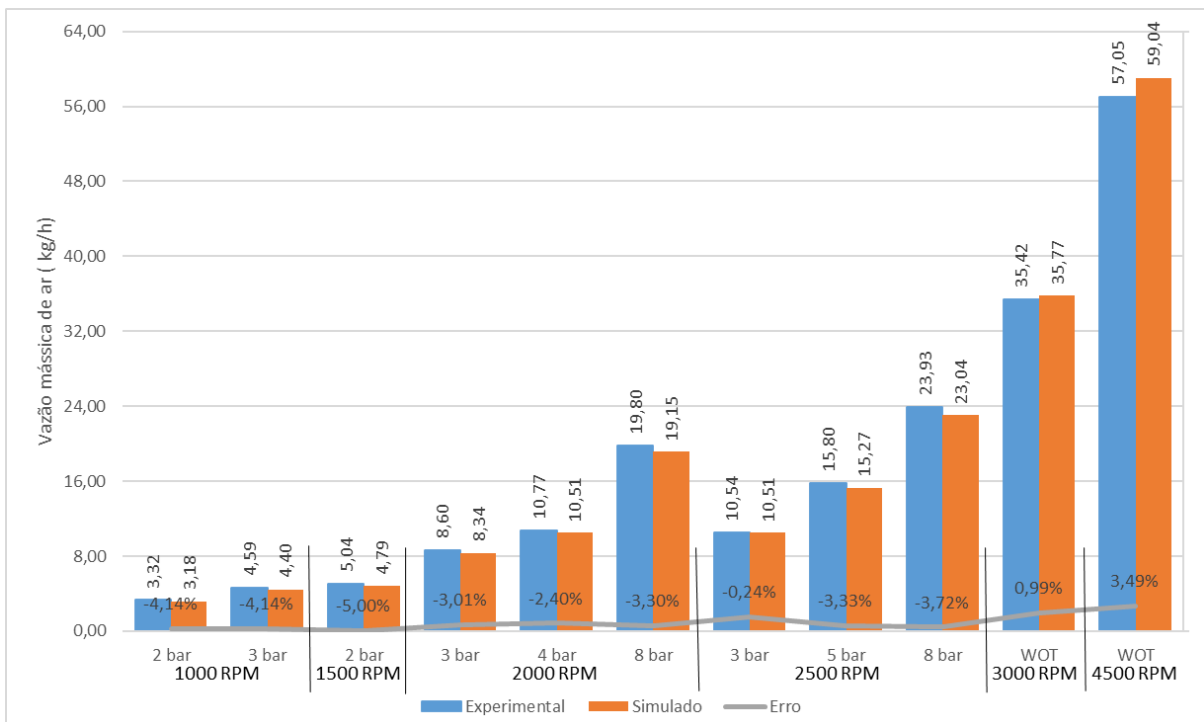
Fonte: Do autor

Figura 37 – Vazão mássica de ar para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1



Fonte: Do autor

Figura 38 – Vazão mássica de ar para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1



Fonte: Do autor

Tabela 14 – Valores e erros percentuais da vazão mássica de ar

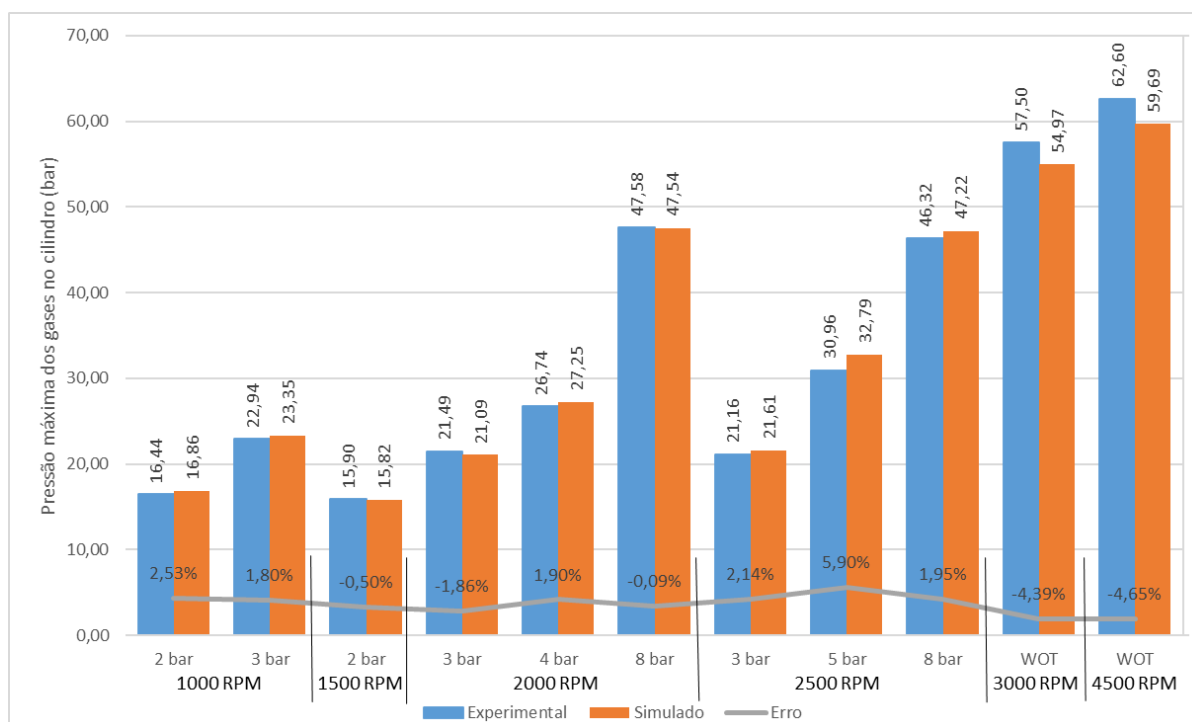
RC	Condição operacional do motor		Vazão mássica de ar (kg/h)		Erro numérico
	RPM	PMEI (bar)	Experimental	Simulado	
11,5:1	1000	2 bar	3,46	3,36	-2,98%
	1000	3 bar	4,84	4,60	-4,98%
	1500	2 bar	5,13	4,90	-4,54%
	2000	3 bar	9,06	8,88	-2,03%
	2000	4 bar	11,23	11,56	2,90%
	2000	8 bar	20,54	20,55	0,06%
	2500	3 bar	10,86	11,14	2,60%
	2500	5 bar	16,71	17,23	3,10%
	2500	8 bar	24,98	25,46	1,92%
	3000	WOT	35,24	35,82	1,63%
	4500	WOT	55,94	57,25	2,34%
13,0:1	1000	2 bar	3,45	3,46	0,14%
	1000	3 bar	4,65	4,48	-3,62%
	1500	2 bar	5,32	5,12	-3,84%
	2000	3 bar	8,70	8,89	2,17%
	2000	4 bar	11,15	11,34	1,69%
	2000	8 bar	20,59	19,90	-3,37%
	2500	3 bar	10,81	11,20	3,64%
	2500	5 bar	16,26	15,88	-2,34%
	2500	8 bar	24,47	23,72	-3,06%
	3000	WOT	35,18	35,43	0,70%
	4500	WOT	56,51	58,48	3,49%
15,0:1	1000	2 bar	3,32	3,18	-4,14%
	1000	3 bar	4,59	4,40	-4,14%
	1500	2 bar	5,04	4,79	-5,00%
	2000	3 bar	8,60	8,34	-3,01%
	2000	4 bar	10,77	10,51	-2,40%
	2000	8 bar	19,80	19,15	-3,30%
	2500	3 bar	10,54	10,51	-0,24%
	2500	5 bar	15,80	15,27	-3,33%
	2500	8 bar	23,93	23,04	-3,72%
	3000	WOT	35,42	35,77	0,99%
	4500	WOT	57,05	59,04	3,49%

Fonte: Do autor

4.2. Pressão máxima dos gases no interior do cilindro

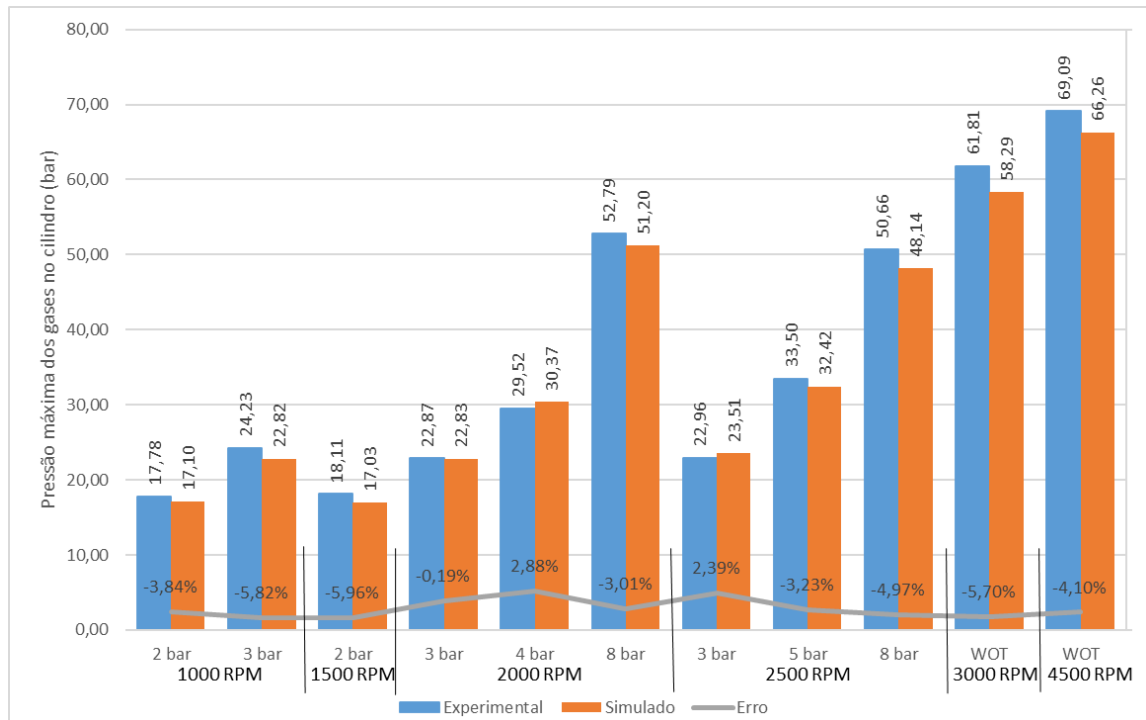
As Figuras 39, 40 e 41 apresentam os resultados das simulações e os dados experimentais da pressão máxima dos gases no interior do cilindro para as RC de 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1 respectivamente. Os valores de pressão máxima dos gases no interior do cilindro obtidos experimentalmente, são uma média dos valores máximos de pressão no cilindro medidos em 200 ciclos. A análise dos dados experimentais dos valores de pico de pressão dos gases no cilindro mostra que estes valores diferem em até 30%, decorrente da variação ciclo-a-ciclo do motor. O GT-Power calcula iterativamente, e assim que a estabilidade é alcançada, satisfazendo os critérios de convergência, o resultado é informado. A comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais apresenta diferenças percentuais máximas de 5,96% para o regime de 1500 RPM, carga de 2 bar de PMEI e RC de 13:0:1. Em virtude da variação ciclo-a-ciclo, os erros numéricos apresentados, mesmo acima de 5%, não são incoerentes com o comportamento experimental da curva de pressão máxima dos gases no interior do cilindro. A Tabela 15 apresenta o consolidado dos valores da pressão máxima simulada e os obtidos experimentalmente, com a diferença percentual associada.

Figura 39 – Pressão máxima dos gases no cilindro para RC de 11,5:1



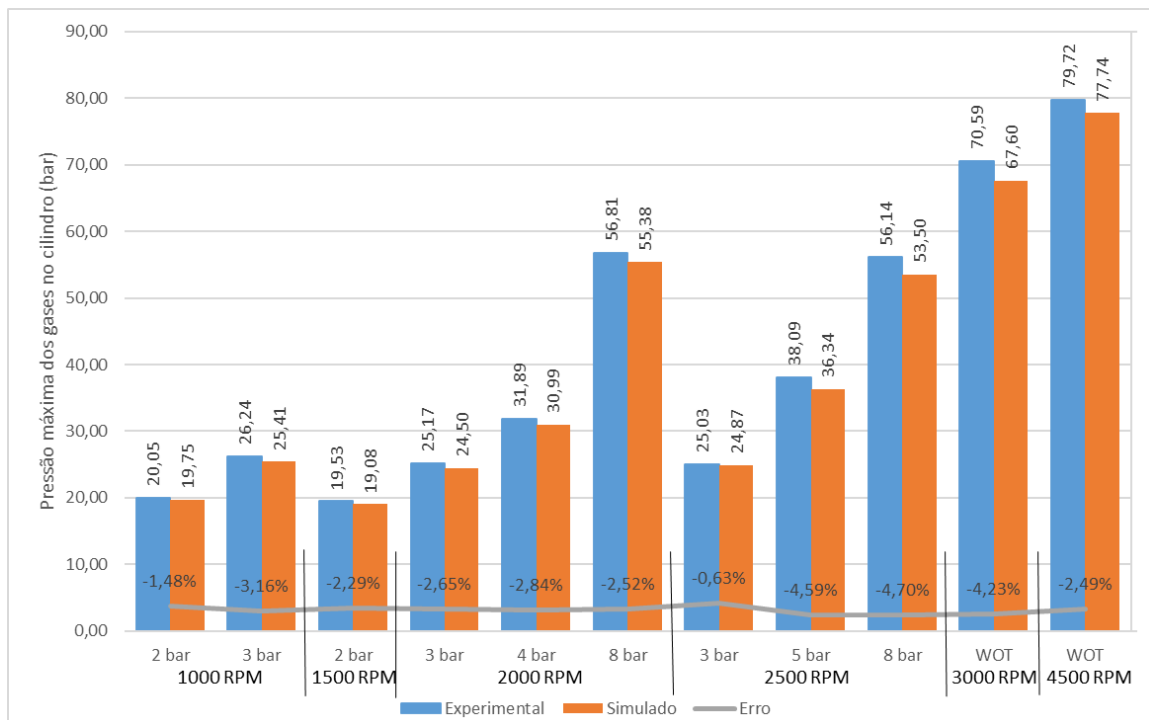
Fonte: Do autor

Figura 40 – Pressão máxima dos gases no cilindro para RC de 13,0:1



Fonte: Do autor

Figura 41 – Pressão máxima dos gases no cilindro para RC de 15,0:1



Fonte: Do autor

Tabela 15 – Valores e erros percentuais da pressão máxima dos gases no cilindro

RC	Condição operacional do motor		Pressão máxima dos gases no cilindro (bar)		Erro numérico
	RPM	PMEI (bar)	Experimental	Simulado	
11,5:1	1000	2 bar	16,44	16,86	2,53%
	1000	3 bar	22,94	23,35	1,80%
	1500	2 bar	15,90	15,82	-0,50%
	2000	3 bar	21,49	21,09	-1,86%
	2000	4 bar	26,74	27,25	1,90%
	2000	8 bar	47,58	47,54	-0,09%
	2500	3 bar	21,16	21,61	2,14%
	2500	5 bar	30,96	32,79	5,90%
	2500	8 bar	46,32	47,22	1,95%
	3000	WOT	57,50	54,97	-4,39%
	4500	WOT	62,60	59,69	-4,65%
13,0:1	1000	2 bar	17,78	17,10	-3,84%
	1000	3 bar	24,23	22,82	-5,82%
	1500	2 bar	18,11	17,03	-5,96%
	2000	3 bar	22,87	22,83	-0,19%
	2000	4 bar	29,52	30,37	2,88%
	2000	8 bar	52,79	51,20	-3,01%
	2500	3 bar	22,96	23,51	2,39%
	2500	5 bar	33,50	32,42	-3,23%
	2500	8 bar	50,66	48,14	-4,97%
	3000	WOT	61,81	58,29	-5,70%
	4500	WOT	69,09	66,26	-4,10%
15,0:1	1000	2 bar	20,05	19,75	-1,48%
	1000	3 bar	26,24	25,41	-3,16%
	1500	2 bar	19,53	19,08	-2,29%
	2000	3 bar	25,17	24,50	-2,65%
	2000	4 bar	31,89	30,99	-2,84%
	2000	8 bar	56,81	55,38	-2,52%
	2500	3 bar	25,03	24,87	-0,63%
	2500	5 bar	38,09	36,34	-4,59%
	2500	8 bar	56,14	53,50	-4,70%
	3000	WOT	70,59	67,60	-4,23%
	4500	WOT	79,72	77,74	-2,49%

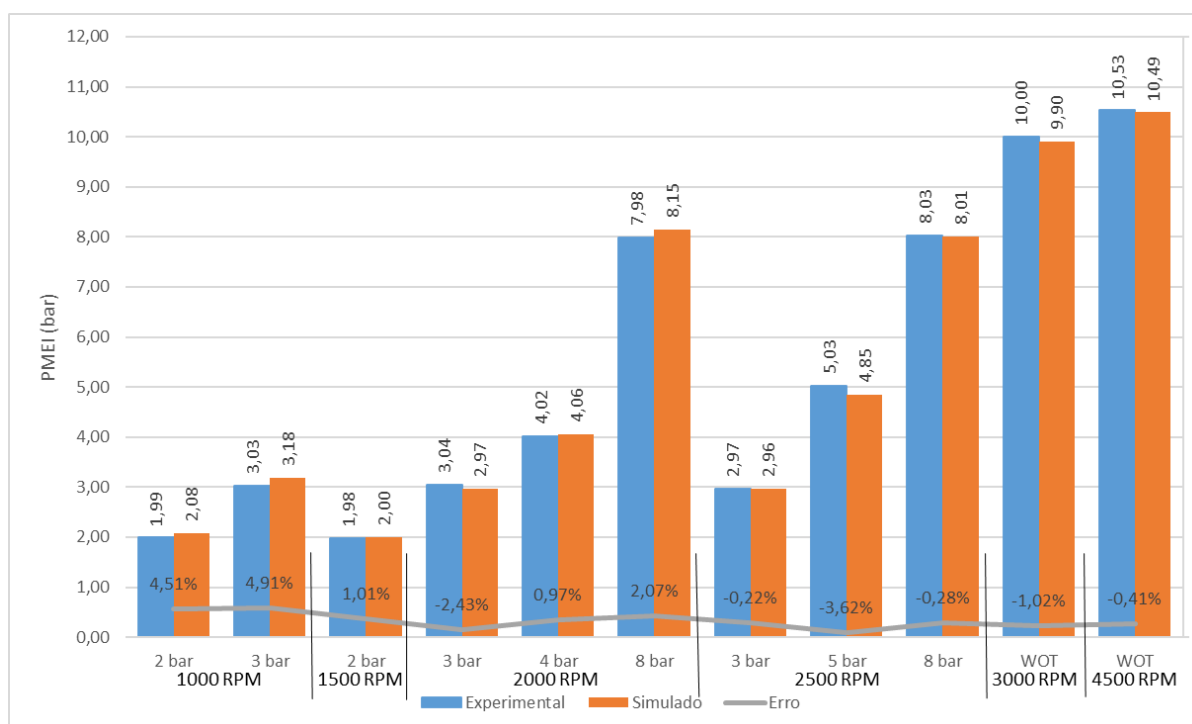
Fonte: Do autor

4.3. Pressão média efetiva

As Figuras 42, 43 e 44 apresentam respectivamente os resultados numéricos e experimentais da PMEI para as RC de 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1. A comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais publicados nas Figuras 42, 43 e 44 demonstra excelente coerência dos resultados numéricos obtidos. Para os 33 pontos comparados as diferenças encontradas entre os resultados simulados e experimentais foram inferiores a 5,00%, sendo a maior diferença 4,91% para o regime de 1000 RPM, carga de 3 bar de PMEI e RC de 11,5:1. Ressalta-se que 5 pontos tiveram diferenças entre 3 e 5%, e todos os demais, abaixo de 3%.

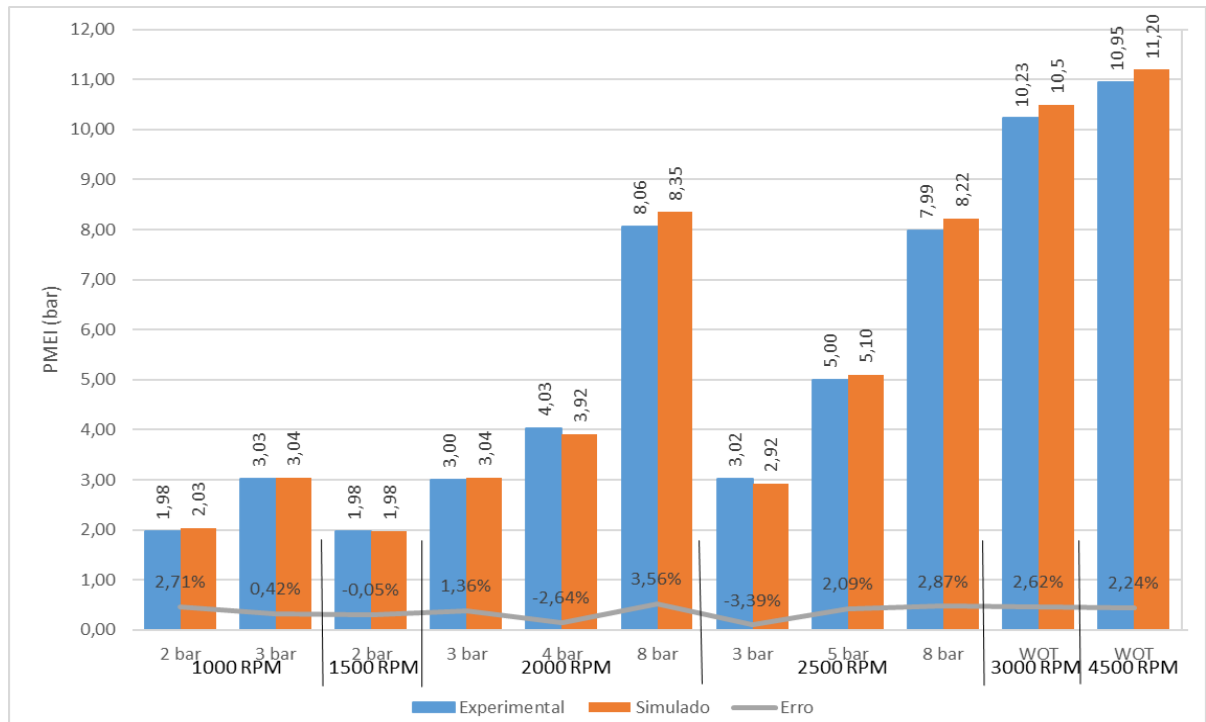
As diferenças percentuais dos resultados numéricos obtidos de PMEI em relação aos dados experimentais são apresentadas na Tabela 16. Na mesma tabela, são apresentadas as diferenças relativas considerando o desvio padrão dos ensaios experimentais. Valores positivos significam que os resultados da simulação foram maiores que os obtidos nos ensaios experimentais. A maior diferença pontual é de 4,91%, sendo reduzida para 4,45% considerando o desvio padrão.

Figura 42 – PMEI para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1



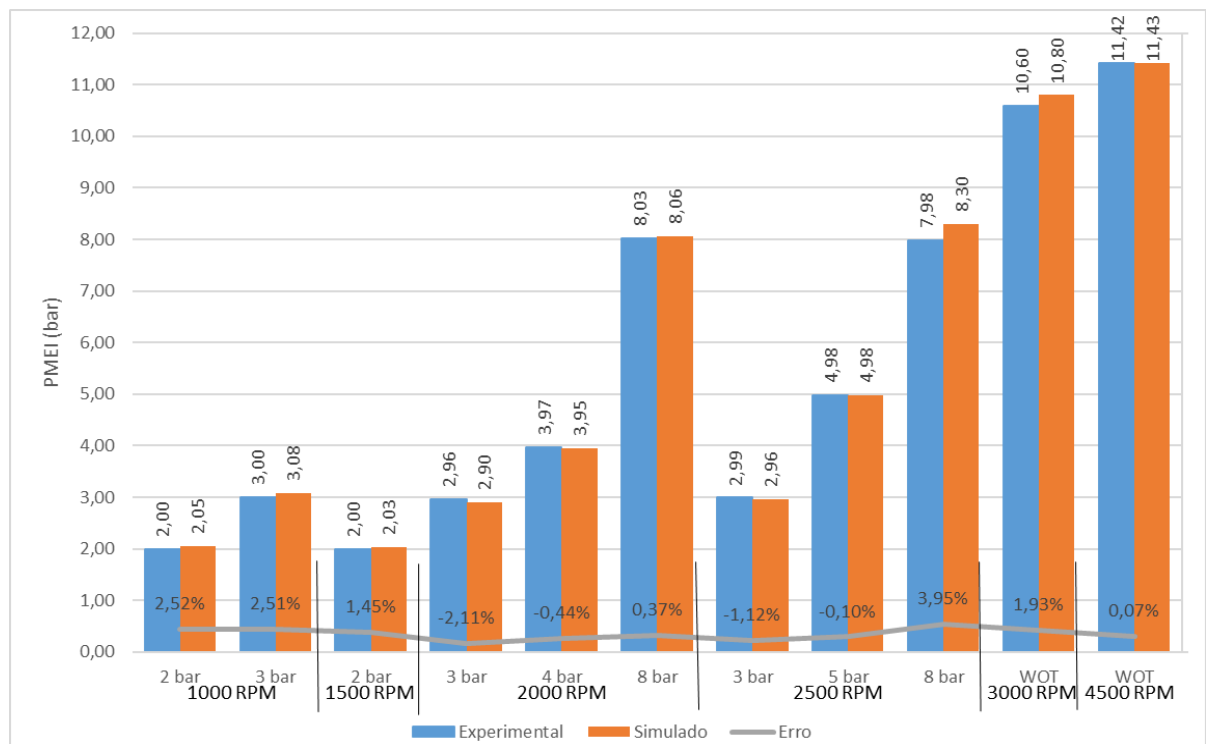
Fonte: Do autor

Figura 43 – PMEI para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1



Fonte: Do autor

Figura 44 – PMEI para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1



Fonte: Do autor

Tabela 16 – Erro numérico da PMEI

RC	Condição operacional do motor		Erro numérico	Erro numérico considerando o desvio padrão (σ)
	RPM	PMEI (bar)		
11,5:1	1000	2 bar	4,51%	4,41%
	1000	3 bar	4,91%	4,43%
	1500	2 bar	1,01%	0,75%
	2000	3 bar	-2,43%	-1,79%
	2000	4 bar	0,97%	0,47%
	2000	8 bar	2,07%	1,78%
	2500	3 bar	-0,22%	0,19%
	2500	5 bar	-3,62%	-3,29%
	2500	8 bar	-0,28%	0,01%
	3000	WOT	-1,02%	-0,83%
	4500	WOT	-0,41%	-0,26%
13,0:1	1000	2 bar	2,71%	2,20%
	1000	3 bar	0,42%	-0,01%
	1500	2 bar	-0,05%	-0,05%
	2000	3 bar	1,36%	0,85%
	2000	4 bar	-2,64%	-2,08%
	2000	8 bar	3,56%	3,16%
	2500	3 bar	-3,39%	-2,72%
	2500	5 bar	2,09%	1,54%
	2500	8 bar	2,87%	2,48%
	3000	WOT	2,62%	2,30%
	4500	WOT	2,24%	1,93%
15,0:1	1000	2 bar	2,52%	2,36%
	1000	3 bar	2,51%	1,80%
	1500	2 bar	1,45%	1,09%
	2000	3 bar	-2,11%	-1,58%
	2000	4 bar	-0,44%	0,11%
	2000	8 bar	0,37%	0,08%
	2500	3 bar	-1,12%	-0,49%
	2500	5 bar	-0,10%	-0,10%
	2500	8 bar	3,95%	3,63%
	3000	WOT	1,93%	1,66%
	4500	WOT	0,07%	0,07%

Fonte: Do autor

Conforme demonstrado na revisão bibliográfica, a potência e a PMEI são grandezas calculadas a partir do torque. Assim, observa-se que os resultados numéricos de torque e potência, quando se comparados com os dados experimentais, seguem a mesma concordância da PMEI. Os resultados numéricos obtidos e os dados experimentais para

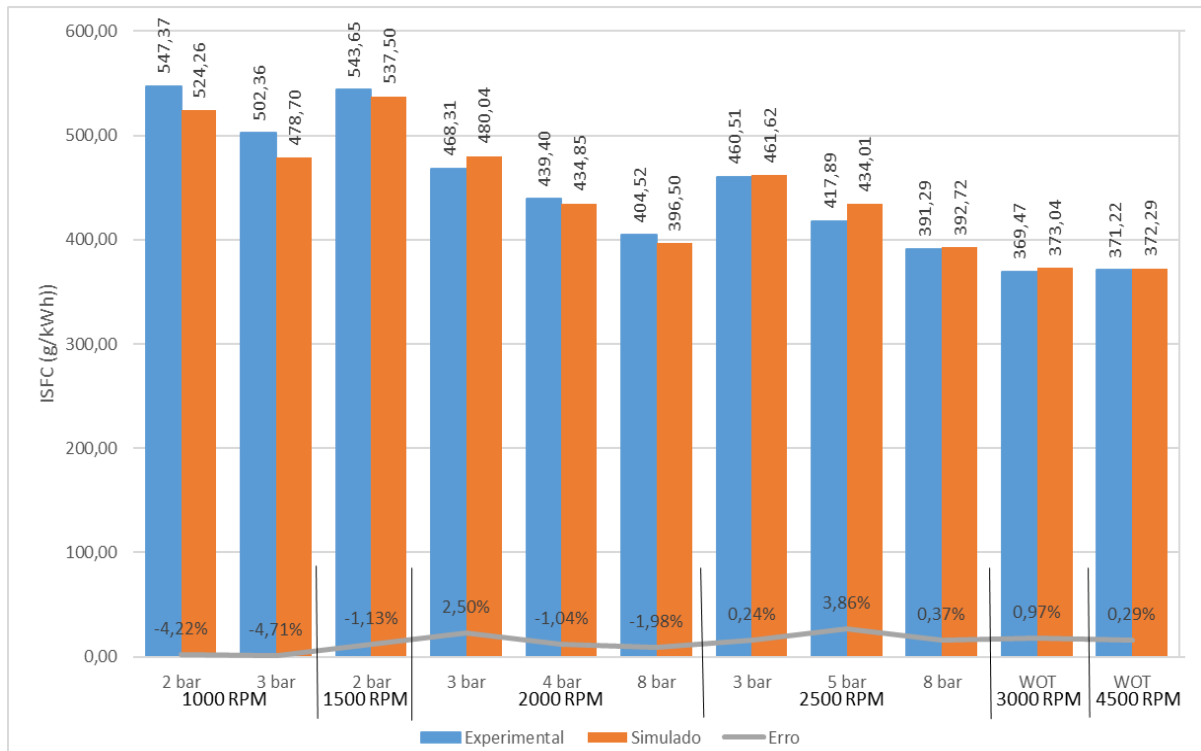
torque e potência, bem como o erro numérico associado, encontram-se publicados no Apêndice A.

4.4. Consumo específico de combustível

Os resultados obtidos para o consumo específico de combustível são apresentados nas Figuras 45, 46 e 47 para RC de 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1, respectivamente. Para uma dada rotação e RC é possível observar uma redução do ISFC com o aumento da carga do motor. Esta redução, observada para todas as rotações e todas as RC estudadas é justificada pela redução do trabalho de bombeamento resultante de uma maior abertura da válvula borboleta. A Figura 48 mostra a P_{MEP} para todas as condições operacionais analisadas e para as três RC.

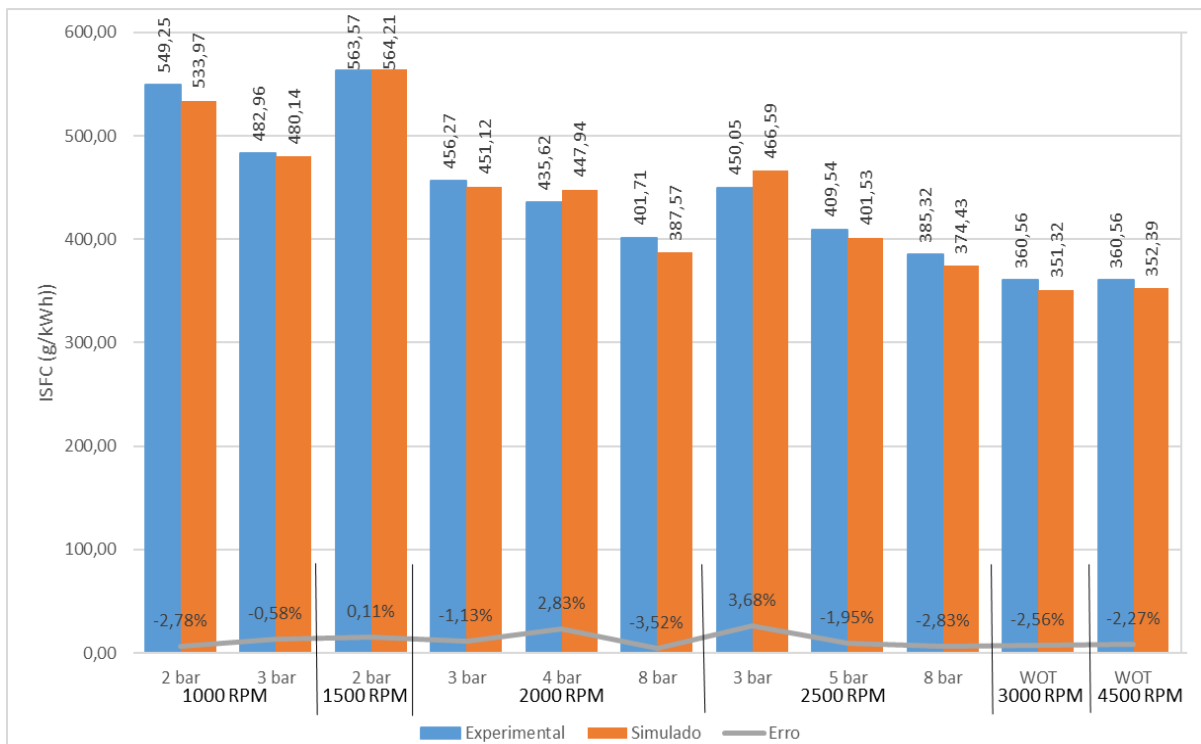
Os erros numéricos variaram entre 0,03% e 4,71% para os resultados simulados e experimentais. Os maiores erros numéricos são observados para as condições de operação de P_{MEI} 2 e 3 bar a 1000 RPM com RC 11,5:1, sendo de 4,22% e 4,71% respectivamente. 82% dos resultados apresentaram erros numéricos para os resultados simulados e experimentais do ISFC entre 0 e 3%. Os baixos erros numéricos, sempre inferiores a 5%, demonstram que o modelo de combustão de Si-Wiebe utilizado no GT-Power foi eficaz na simulação do ISFC. Como não foi disponibilizado o desvio padrão do ISFC, a Tabela 17 apresenta os erros numéricos para todas as condições de operação do motor simulado.

Figura 45 – ISFC para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1



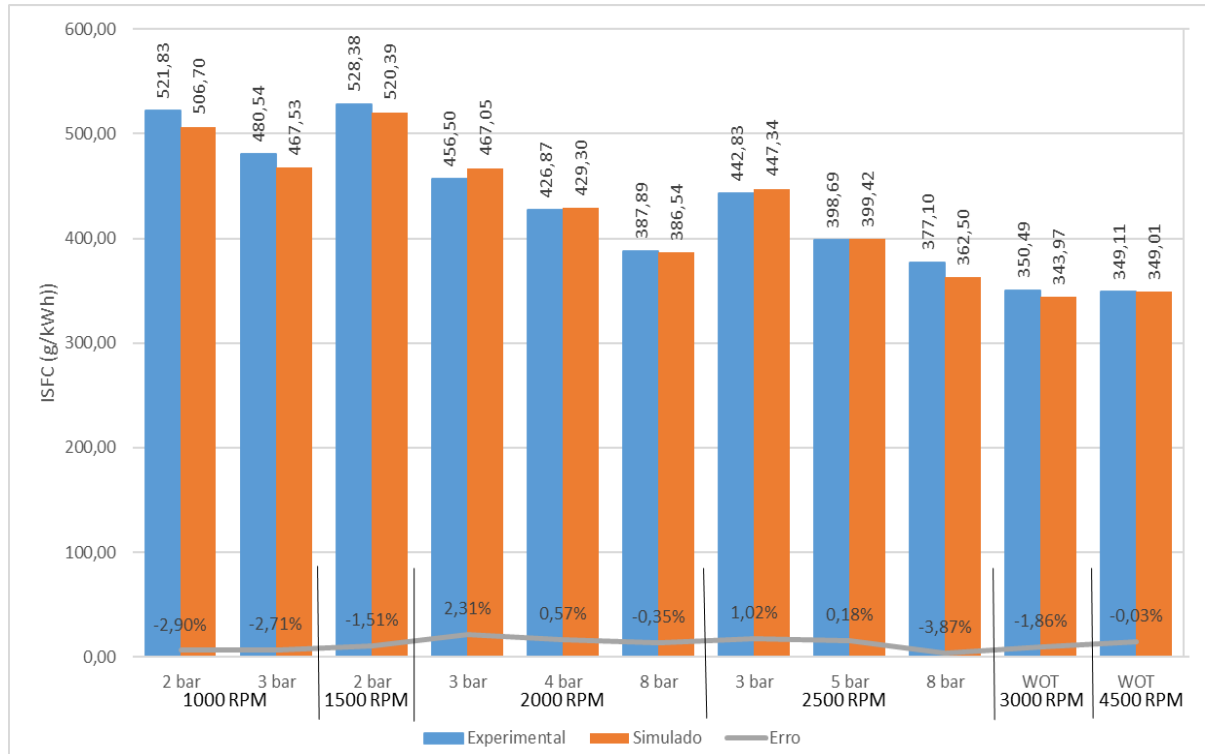
Fonte: Do autor

Figura 46 – ISFC para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1



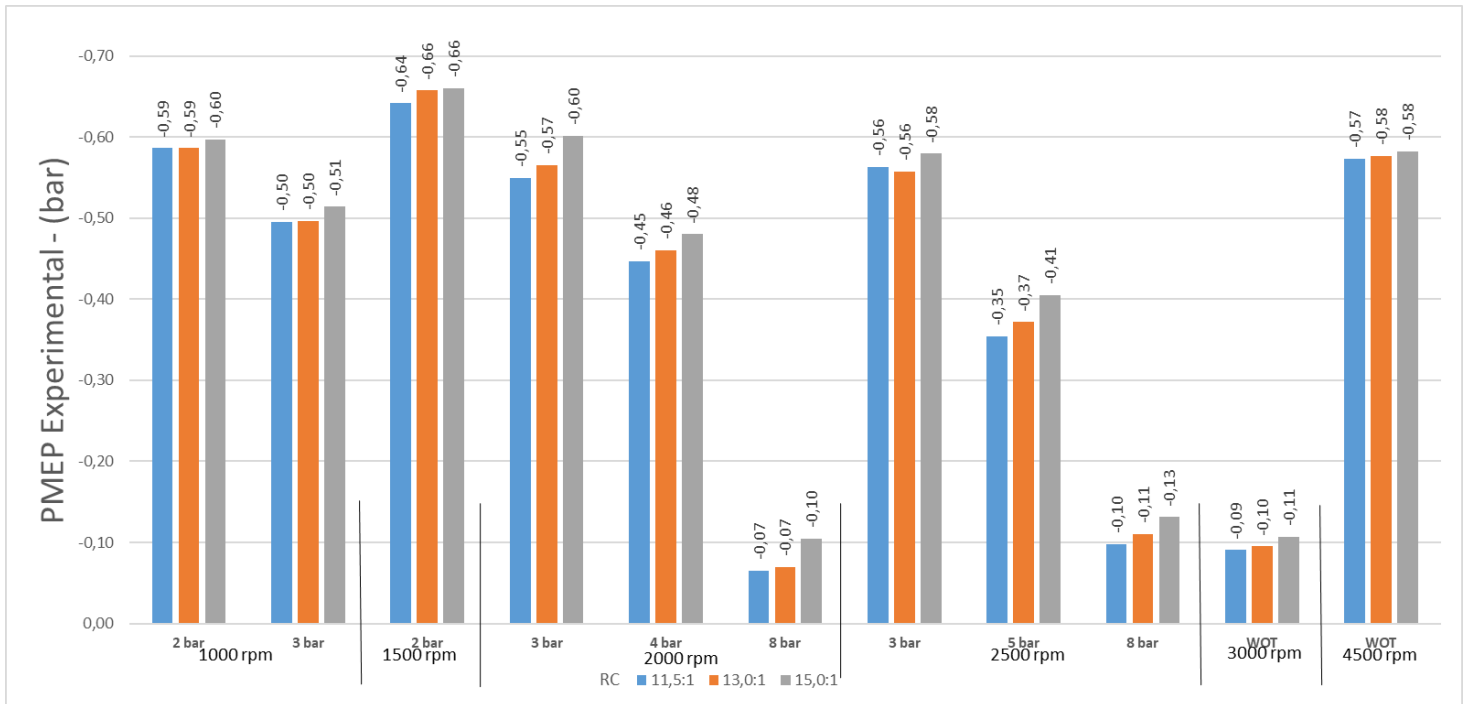
Fonte: Do autor

Figura 47 – ISFC para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1



Fonte: Do autor

Figura 48 – PMEP em função da RC



Fonte: Do autor

Tabela 17 – Erro numérico do ISFC

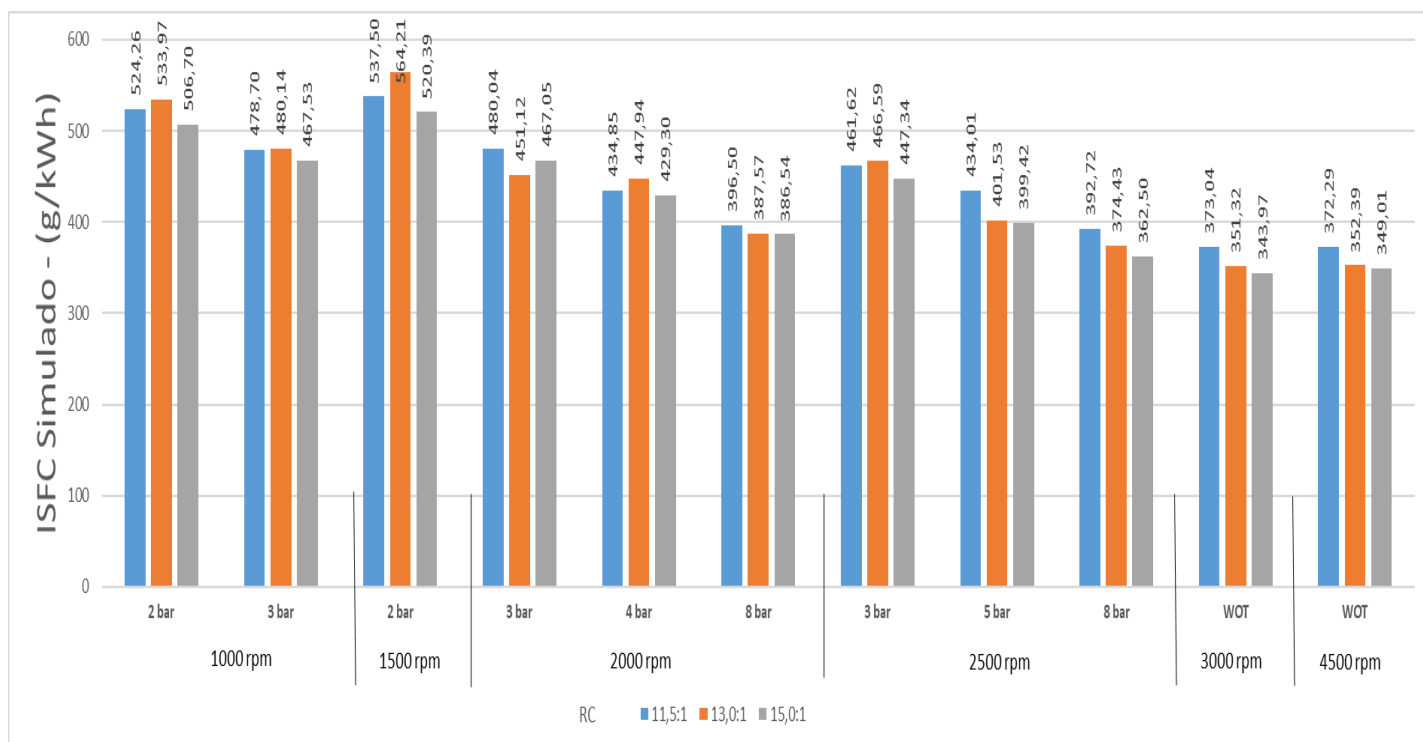
RC	Condição operacional do motor		Erro numérico
	RPM	PMEI (bar)	
11,5:1	1000	2 bar	-4,22%
	1000	3 bar	-4,71%
	1500	2 bar	-1,13%
	2000	3 bar	2,50%
	2000	4 bar	-1,04%
	2000	8 bar	-1,98%
	2500	3 bar	0,24%
	2500	5 bar	3,86%
	2500	8 bar	0,37%
	3000	WOT	0,97%
	4500	WOT	0,29%
13,0:1	1000	2 bar	-2,78%
	1000	3 bar	-0,58%
	1500	2 bar	0,11%
	2000	3 bar	-1,13%
	2000	4 bar	2,83%
	2000	8 bar	-3,52%
	2500	3 bar	3,68%
	2500	5 bar	-1,95%
	2500	8 bar	-2,83%
	3000	WOT	-2,56%
	4500	WOT	-2,27%
15,0:1	1000	2 bar	-2,90%
	1000	3 bar	-2,71%
	1500	2 bar	-1,51%
	2000	3 bar	2,31%
	2000	4 bar	0,57%
	2000	8 bar	-0,35%
	2500	3 bar	1,02%
	2500	5 bar	0,18%
	2500	8 bar	-3,87%
	3000	WOT	-1,86%
	4500	WOT	-0,03%

Fonte: Do autor

4.5. Análise do consumo específico em relação a RC

A Figura 49 mostra o ISFC obtido numericamente para todas as condições operacionais e para as três RC estudadas.

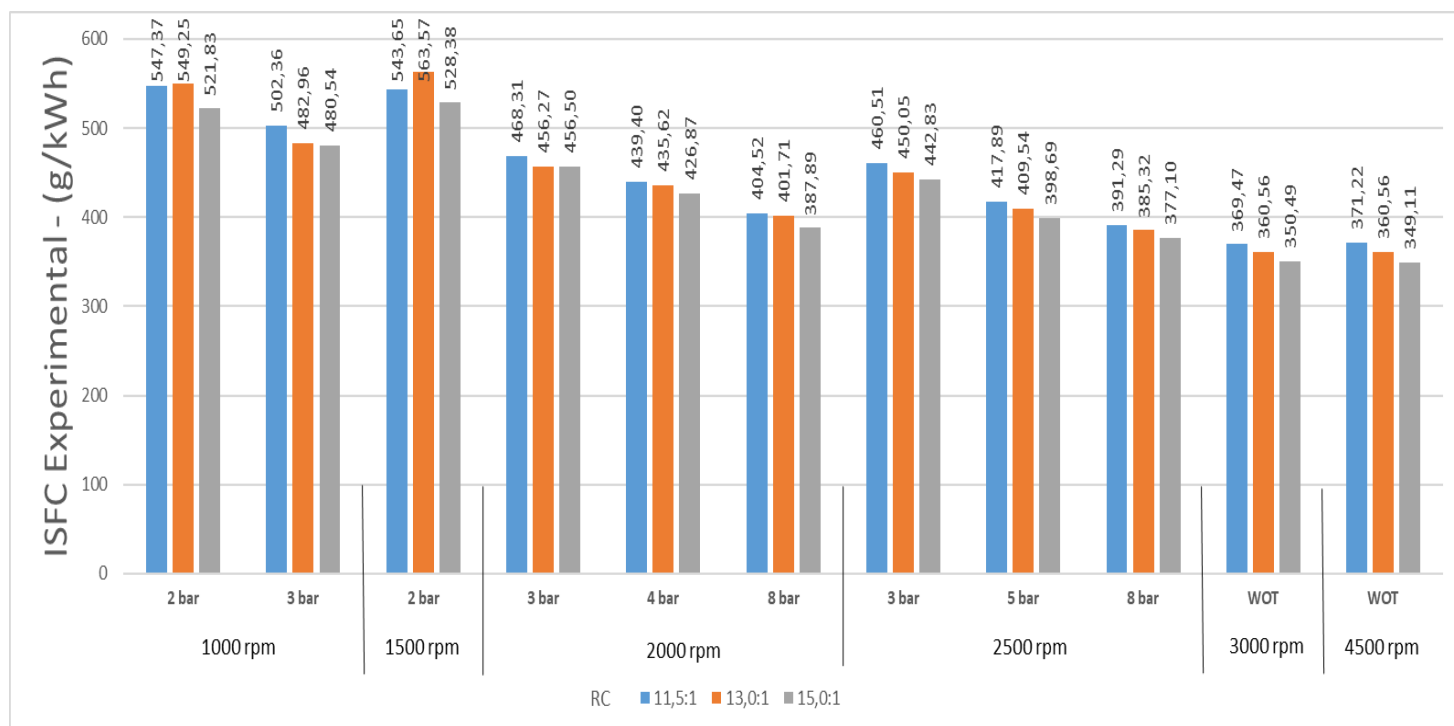
Figura 49 – Consumo específico de combustível em função da RC – Dados numéricos



Fonte: Do autor

A análise da Equação 13, mostra que a eficiência térmica teórica do ciclo Otto aumenta com o aumento da RC. A análise do ISFC publicada na Figura 49 mostra uma redução deste parâmetro para todas as condições operacionais com o aumento da RC. A Figura 50 mostra os dados experimentais da ISFC para todas as condições operacionais estudadas e para as 3 RC. A análise destes dados e a comparação deles com os resultados numéricos mostra plena coerência. O aumento da RC de 11,5:1 para 15,0:1 implicou em um redução absoluta média de 4,04% no consumo específico de combustível na análise dos resultados experimentais, e de 4,38% nos resultados simulados. A redução no consumo específico de combustível em virtude da alteração da RC de 11,5:1 para 15,0:1 é apresentada na Tabela 18 para os dados experimentais e na Tabela 19 para os dados simulados.

Figura 50 – Consumo específico de combustível em função da RC – Dados experimentais



Fonte: Do autor

Tabela 18 – Redução no consumo específico de combustível – Dados experimentais

	ISFC Experimental (g/kWh)		Redução percentual
	11,5:1	15,0:1	
1000 rpm - 2 bar	547,37	521,83	4,67%
1000 rpm - 3 bar	502,36	480,54	4,34%
1500 rpm - 2 bar	543,65	528,38	2,81%
2000 rpm - 3 bar	468,31	456,50	2,52%
2000 rpm - 4 bar	439,40	426,87	2,85%
2000 rpm - 8 bar	404,52	387,89	4,11%
2500 rpm - 3 bar	460,51	442,83	3,84%
2500 rpm - 5 bar	417,89	398,69	4,59%
2500 rpm - 8 bar	391,29	377,10	3,63%
3000 rpm - WOT	369,47	350,49	5,14%
4500 rpm - WOT	371,22	349,11	5,96%
Média			4,04%

Fonte: Do autor

Tabela 19 – Redução no consumo específico de combustível – Dados simulados

	ISFC Simulado (g/kWh)		Redução percentual
	11,5:1	15,0:1	
1000 rpm - 2 bar	524,26	506,70	3,35%
1000 rpm - 3 bar	478,70	467,53	2,33%
1500 rpm - 2 bar	537,50	520,39	3,18%
2000 rpm - 3 bar	480,04	467,05	2,71%
2000 rpm - 4 bar	434,85	429,30	1,28%
2000 rpm - 8 bar	396,50	386,54	2,51%
2500 rpm - 3 bar	461,62	447,34	3,09%
2500 rpm - 5 bar	434,01	399,42	7,97%
2500 rpm - 8 bar	392,72	362,50	7,70%
3000 rpm - WOT	373,04	343,97	7,79%
4500 rpm - WOT	372,29	349,01	6,25%
Média			4,38%

Fonte: Do autor

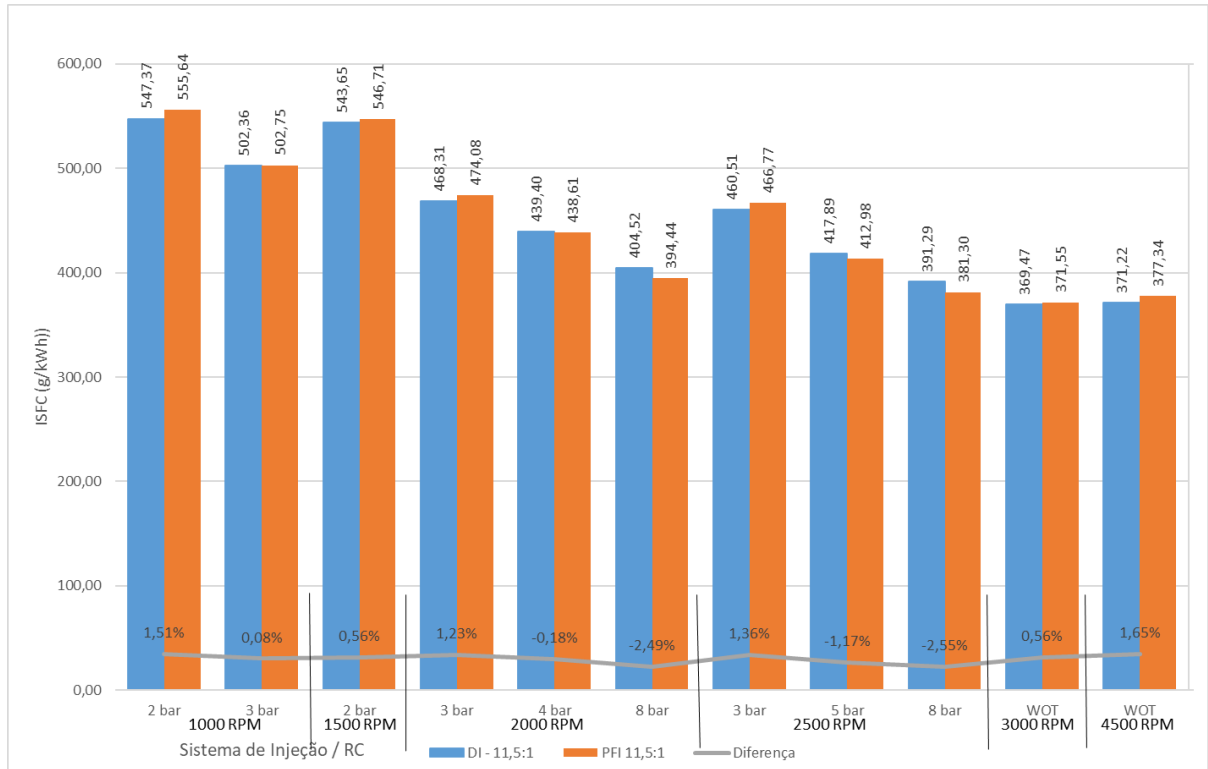
Neste contexto é importante observar que o método não preditivo para análise da combustão não permite detectar a ocorrência da detonação, cujo aparecimento demandaria o enriquecimento da mistura ou o atraso do avanço de ignição para sua mitigação. Estas duas técnicas trazem prejuízo a eficiência de conversão de combustível e consequentemente um aumento do ISFC. Destaca-se assim que o limite dos ganhos de eficiência de conversão de combustível decorrentes do aumento da RC deve ser determinado pelo método preditivo para simulação do processo de combustão. Feita esta

consideração, deve ser informado que não foi observada a ocorrência da detonação para nenhum dos pontos operacionais durante testes experimentais. Este fato evidencia as excelentes características físico-químicas do etanol e um significativo potencial para redução do consumo de combustível dos veículos equipados com motor com RC de compressão otimizada para este combustível.

4.6. Análise comparativa entre o sistema DI e PFI

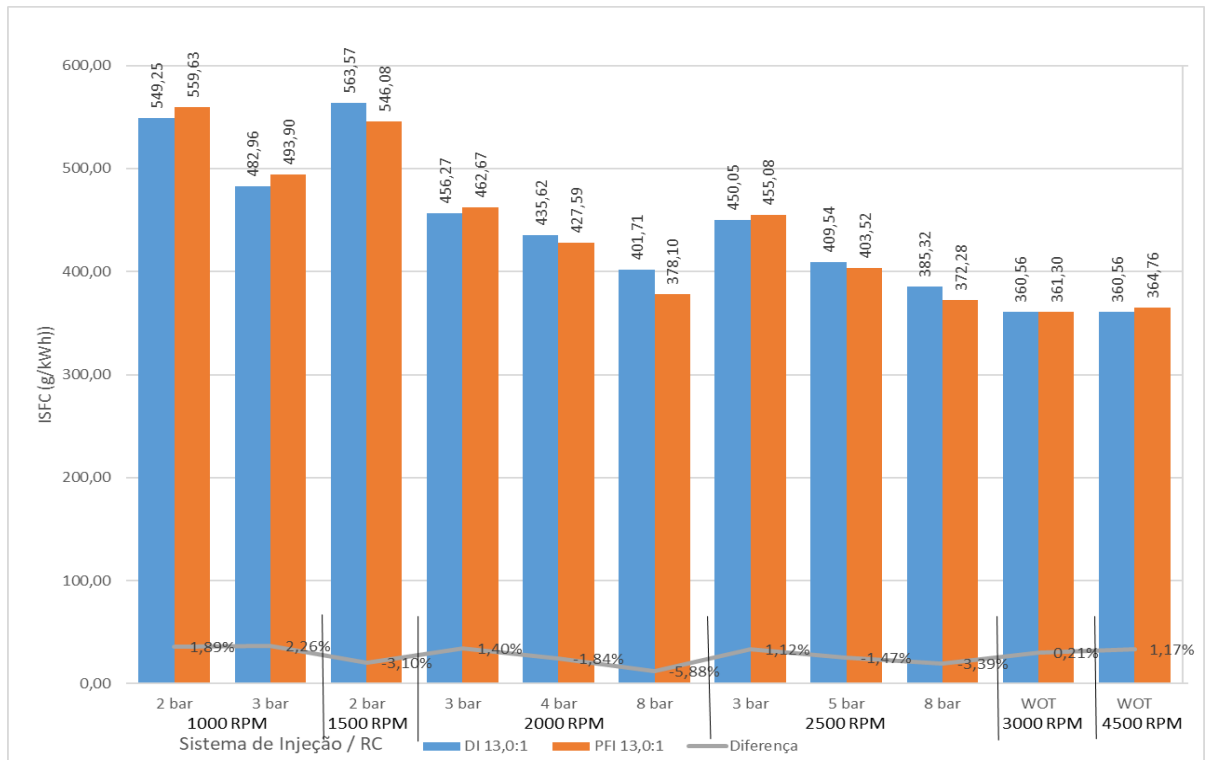
Dados experimentais para o motor do presente estudo utilizando o sistema de injeção PFI foram disponibilizados para os 33 pontos operacionais. A comparação entre o sistema DI e PFI, do consumo específico de combustível, através das Figuras 51, 52 e 53, apresenta no ISFC pequenas variações percentuais nos valores para a mesma condição operacional (RC, carga do motor e rotação), ora com o sistema DI com valores menores, ora com o PFI apresentando menores valores de ISFC. Com isso, não há tendência de redução de consumo específico de combustível quando se comparado os sistemas DI e PFI. As diferenças percentuais obtidas na comparação do ISFC experimental entre o sistema DI e PFI são apresentadas na Tabela 20. Valores positivos para a diferença, significam que os valores do consumo específico de combustível para o sistema DI foram menores que os obtidos para o sistema PFI. A diferença máxima obtida foi de 5,22% e a mínima de - 5,88 %. Os valores médios obtidos para as RC de 11,0:1, 13,0:1 e 15,0:1 foram respectivamente de 0,05, -0,69 e 0,37%.

Figura 51 – ISFC para sistema DI e PFI para RC 11,5:1



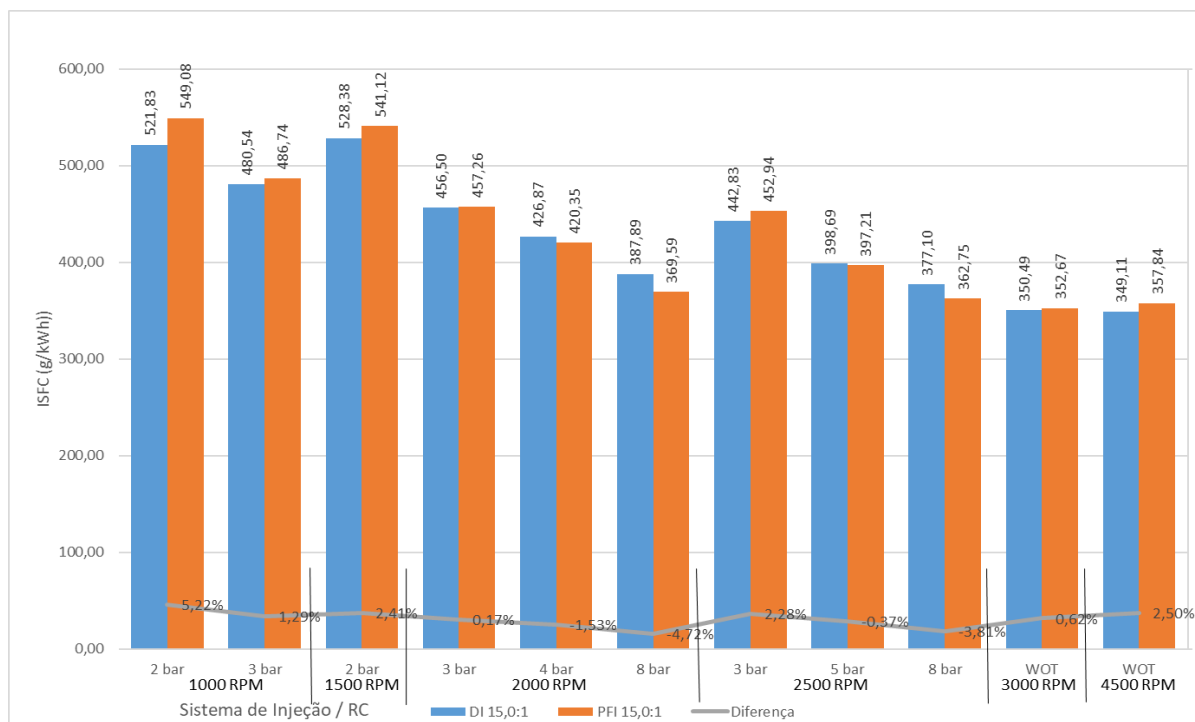
Fonte: Do autor

Figura 52 – ISFC para sistema DI e PFI para RC 13,0:1



Fonte: Do autor

Figura 53 – ISFC para sistema DI e PFI para RC 15,0:1



Fonte: Do autor

Tabela 20 – Comparação do ISFC nos sistemas DI e PFI

	ISFC (g/kWh) RC 11,5:1		Diferença	ISFC (g/kWh) RC 13,0:1		Diferença	ISFC (g/kWh) RC 15,0:1		Diferença
	DI	PFI		DI	PFI		DI	PFI	
1000 rpm - 2 bar	547,37	555,64	1,51%	549,25	559,63	1,89%	521,83	549,08	5,22%
1000 rpm - 3 bar	502,36	502,75	0,08%	482,96	493,90	2,26%	480,54	486,74	1,29%
1500 rpm - 2 bar	543,65	546,71	0,56%	563,57	546,08	-3,10%	528,38	541,12	2,41%
2000 rpm - 3 bar	468,31	474,08	1,23%	456,27	462,67	1,40%	456,50	457,26	0,17%
2000 rpm - 4 bar	439,40	438,61	-0,18%	435,62	427,59	-1,84%	426,87	420,35	-1,53%
2000 rpm - 8 bar	404,52	394,44	-2,49%	401,71	378,10	-5,88%	387,89	369,59	-4,72%
2500 rpm - 3 bar	460,51	466,77	1,36%	450,05	455,08	1,12%	442,83	452,94	2,28%
2500 rpm - 5 bar	417,89	412,98	-1,17%	409,54	403,52	-1,47%	398,69	397,21	-0,37%
2500 rpm - 8 bar	391,29	381,30	-2,55%	385,32	372,28	-3,39%	377,10	362,75	-3,81%
3000 rpm - WOT	369,47	371,55	0,56%	360,56	361,30	0,21%	350,49	352,67	0,62%
4500 rpm - WOT	371,22	377,34	1,65%	360,56	364,76	1,17%	349,11	357,84	2,50%
Média			0,05%	Média		-0,69%	Média		0,37%

Fonte: Do autor

5. CONCLUSÃO

A revisão bibliográfica demonstrou a importância do etanol para o futuro da mobilidade no Brasil. O domínio da tecnologia de produção desse combustível associado a uma rede de distribuição plenamente instalada no país e a sua enorme extensão de terras agricultáveis e excelentes índices de insolação, fazem do etanol um caminho promissor e barato para a descarbonização da mobilidade nacional. Esta estratégia deve ser enaltecida frente aos desafios ambientais e econômicos associados a eletrificação da frota. Neste cenário destaca-se ainda as projeções estatísticas da frota de veículos leves realizadas por Malaquias (2019), afirmando que em 2050 mais de 70% da frota mundial será equipada exclusivamente com motores de combustão interna. A expansão do uso dos biocombustíveis, em especial o etanol, deve ser impulsionada, visando a substituição dos combustíveis fósseis. Neste contexto é importante destacar a importância da utilização das ferramentas numéricas que reduzem custo e o tempo de pesquisa com resultados excelentes.

Os resultados alcançados neste trabalho mostraram que o GT-Power é uma excelente ferramenta para simulação de importantes parâmetros de desempenho dos MCI. Neste contexto, destaca-se que o método não preditivo é muito eficiente para previsão de parâmetros de desempenho e combustão com baixo custo computacional associado a erros inferiores a 5%.

Os objetivos inicialmente traçados foram alcançados, sendo eles:

- Desenvolvimento do modelo numérico 1D para o motor estudado, a partir de dados experimentais e geométricos, e calibração em 2 pontos de operação, ambos em WOT e RC de 11,5:1, sendo o primeiro ponto em 3000 rpm e o segundo em 4500 rpm. O erro numérico máximo durante a etapa de calibração foi de 4,7% para a pressão máxima dos gases no cilindro em 4.500 rpm. Para os demais parâmetros, a diferença percentual foi inferior a 3,1%. Considerando o desvio padrão nos ensaios experimentais, o erro máximo é reduzido para 4,0% para a pressão máxima dos gases no cilindro.
- A simulação se mostrou eficaz para parâmetros de desempenho, vazão mássica de ar e consumo específico de combustível, com a utilização do método não preditivo, comprovado pelos baixos erros numéricos, todos abaixo de 5%, para os 33 pontos simulados. Exceção para os valores da pressão máxima dos gases

no cilindro, que apresentou erro percentual máximo de 5,9%, mas dentro da faixa de coerência com o comportamento experimental deste parâmetro.

- O método de simulação não preditivo demandou baixo esforço computacional, porém é necessário o fornecimento de dados experimentais de combustão, que quando não disponíveis, requerem custos elevados para obtenção.
- Os resultados apresentaram uma tendência de redução de consumo específico de combustível com o aumento da carga, bem como uma redução quando se eleva a razão volumétrica de compressão. O aumento da razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 implicou em um ganho absoluto médio de 4,04% no consumo específico de combustível na análise dos resultados experimentais, e de 4,38% nos resultados simulados. Ganhos de torque e potência também são evidenciados para a RC de 15,0:1 em relação as RC de 13,0:1 e 11,5:1.
- A comparação entre os sistemas DI e PFI não demonstrou tendência de redução de consumo específico de combustível de um sistema em relação ao outro. Portanto, ambos apresentam condições semelhantes em relação ao ISFC.

Estes resultados comprovam e validam a simulação numérica 1D, no software GT-Power para estudo do desempenho e consumo específico de combustível, representando uma interessante ferramenta para desenvolvimento de MCIs, proporcionando redução de tempo, de custos e facilidade de implementação. Os resultados obtidos mostram que a otimização da RC é uma via de baixo custo para redução do ISFC de motores movidos a etanol.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise, pode-se sugerir os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- Desenvolvimento de um modelo numérico 1D, através do método preditivo para combustão, para avaliação de outras razões volumétricas de compressão e também a análise dos parâmetros de combustão;
- Simulação através do modelo desenvolvido neste trabalho, utilizando como combustível a gasolina E0 e E27, para comparação dos resultados dos parâmetros de desempenho, vazão mássica de ar e consumo específico de combustível com os resultados obtidos neste trabalho;

- Estudo sobre emissões provenientes do motor, comparando os dados simulados com os experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANP. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Boletim Mensal do Biodiesel** – Fevereiro de 2017. 2017. 13 p.

ANP. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. **Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis 2020**. 2020. 265 p.

AVELAR, F. T. M. **Desenvolvimento de um modelo unidimensional no GT-Power para simulação de desempenho e emissões do motor Ford Sigma 1.6 16V**. Belo Horizonte - MG. Dissertação de pós-graduação. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, 2018.

BAETA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. Belo Horizonte - MG . Tese de doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2006.

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

BORGATTI, T. D. **Caracterização numérica unidimensional do fenômeno da detonação com validação experimental para diferentes teores de etanol na gasolina em um motor monocilíndrico de pesquisa**. Belo Horizonte – MG. Dissertação de pós-graduação. Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão Interna - Volume 1**. 1ª ed. São Paulo – SP, Editora Edgard Blucher Ltda., 2012.

CARVALHO, P.T. **Balanço de emissões de gases de efeito estufa de biodiesel produzido a partir de soja e dendê no Brasil**. Rio de Janeiro-RJ. Dissertação de pós-graduação. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed. New York, 2011.

CNT. Confederação Nacional do Transporte. **Boletim estatístico – Fevereiro**. 2019.

EPE. Empresa de pesquisa energética. **Balanço Energético Nacional – Ano base 2020 – 2021**.

FERRAZ, F. B. **Análise de desempenho de um motor diesel turboalimentado otolizado para gás natural**. João Pessoa – PB. Tese de doutorado. Universidade Federal da Paraíba, 2014.

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

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1995. 540p.

GAUER, M.A. **Avaliação do Desempenho e das Emissões Gasosas Decorrentes do Uso de Biodiesel de Soja e de Sebo Bovino em Diferentes Misturas com o Diesel em um Motor Gerador**. Guarapuava-PR. Dissertação de pós-graduação. Universidade Estadual do Centro Oeste. 2012.

GERVÁSIO, D. T. **Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmicos 1d para motores de combustão interna**. Recife – PE. Dissertação de pós-graduação. Universidade Federal de Pernambuco, 2017.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. Barcelona: Omega, 1988.

HEYWOOD, John. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2ª ed. New York, McGraw-Hill Education, 2018.

IEA. International Energy Agency. **Technology Roadmap Biofuels for Transport**. 2011.

IEA. International Energy Agency. **CO₂ emissions from fuel combustion: Highlights**. 2020.

LANA, G. W. D. G. **Análise comparativa dos níveis de emissões automotivas de co2 entre veículos elétricos e a combustão no Brasil**. Belo Horizonte – MG. Trabalho de graduação. Centro Federal de Educação Tecnologia de Minas Gerais, 2022.

MALAQUIAS, A. C. T. et al. **The misleading total replacement of internal combustion engines by electric motors and a study of the Brazilian ethanol importance for the sustainable future of mobility: a review**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 41, n. 12, p. 1–23, 2019.

MATTOS, A. P. **Estudo do desempenho de um motor turbo alimentado a etanol empregando EGR para redução de emissões de NO_x e controle de detonação**. Campinas – SP. Tese de doutorado. Universidade Estadual de Campinas, 2018.

MENDONÇA, R. M. L. **Avaliação de ciclo de vida do carbono na queima de biodiesel a base de óleo de soja**. Brasília-DF. Dissertação de Pós-graduação. Universidade de Brasília. 2007.

MENEZES, R. S. **Biodiesel no Brasil: impulso tecnológico**. Volume 1. Universidade Federal de Lavras. Lavras-MG, 2016.

MIKLANEK, L.; VITEK, O.; GOTFRYD, O.; AND KLIR, V. **Study of Unconventional Cycles (Atkinson and Miller) with Mixture Heating as a Means for the Fuel Economy Improvement of a Throttled SI Engine at Part Load**. SAE Int. J. Engines, v. 259, n. September 2012, p. 1624–1636, 2012.

MINFRA, Ministério da infraestrutura brasileira. **Frota de Veículos**, 2020.

NETTO, N. A. D. **Estudo Experimental De Tecnologias Que Visam a Maximização Da Eficiência De Conversão De Combustível Em Um Motor Monocilindro De Pesquisa**. Belo Horizonte - MG. Dissertação de Pós-graduação. Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Hemisphere, Washington, 1980.

ROCHA, D. S.; JÚNIOR, G. P.; BUENO, A. V.; VELASQUEZ, J. A. **Análise do desempenho de um motor diesel turboalimentado operando com mistura diesel-biodiesel**. In: VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010, Campina Grande, Paraíba.

RODRIGUES FILHO, F. A. **Projeto, Construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada**. Belo Horizonte - MG. Tese de pós-graduação. Universidade Federal de Minas Gerais. 2014.

RODRIGUES FILHO, F. A.; BAETA, J. G. C.; TEIXEIRA, A. F.; VALLE, R. M.; SOUZA, J. L. F. **E25 stratified torch ignition engine emissions and combustion analysis**. Energy Conversion and Management. v. 121, 2016.

SANTOS, N. D. S. A. et al. **Internal combustion engines and biofuels: Examining why this robust combination should not be ignored for future sustainable transportation**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 148, n. October 2020, 2021.

SIMÊNCIO, É. C. A. **Motores de Combustão Interna**. 1a ed. Londrina - PR: Editora e Distribuidora Educacional, 2019.

TEIXEIRA, E. C.; FELTES, S.; SANTANA, E. R. R. **Estudo das emissões de fontes móveis na Região Metropolitana de Porto Alegre, Rio Grande do Sul.** Química Nova, v. 31, p. 244-248, 2008.

VARELLA, C. A. A.; SANTOS, G. DE S. **Noções Básicas De Motores a Diesel.** 1ª ed. Seropédica – RJ. Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, 2010

VAZ, M. G. J. **Validação de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para mistura de gasolina-etanol em um motor de combustão interna.** Belo Horizonte - MG. Dissertação de Pós-graduação. Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

WANG, J. et al. **Effects of the continuous variable valve lift system and Miller cycle strategy on the performance behavior of the lean-burn natural gas spark ignition engine.** Fuel, v. 297, n. November 2020, p. 120762, 2021.

YUAN, H. et al. **Modeling of Trace Knock in a Modern SI Engine Fuelled by Ethanol/Gasoline Blends.** SAE Technical Papers, v. 2015-April, n. April, 2015

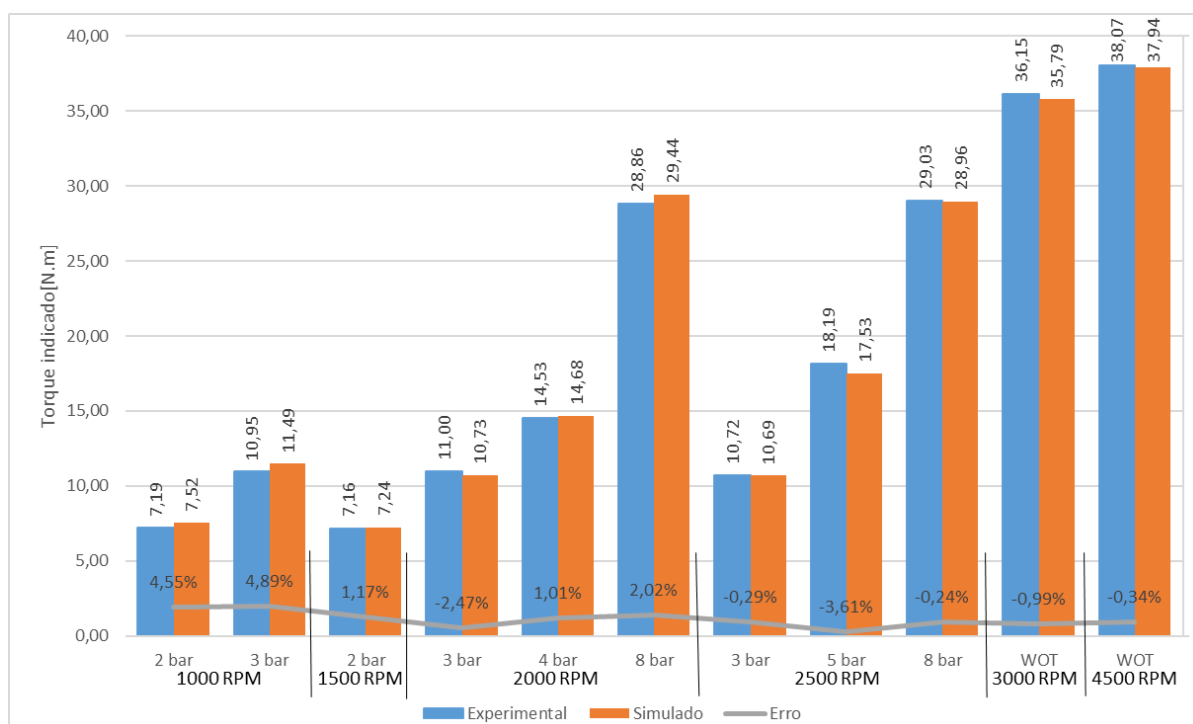
ZHAO, H. **Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development.** Woodhead Publishing, v. 2, p. 748, 2010.

APÊNDICE A - Torque e potência indicada

Resultados referentes a potência e torque indicado são apresentados para os 33 pontos simulados. A Figura 54 apresenta a comparação entre os dados simulados e experimentais para RC de 11,5:1, a Figura 55 para RC de 13,0:1 e a Figura 56 para RC de 15,0:1.

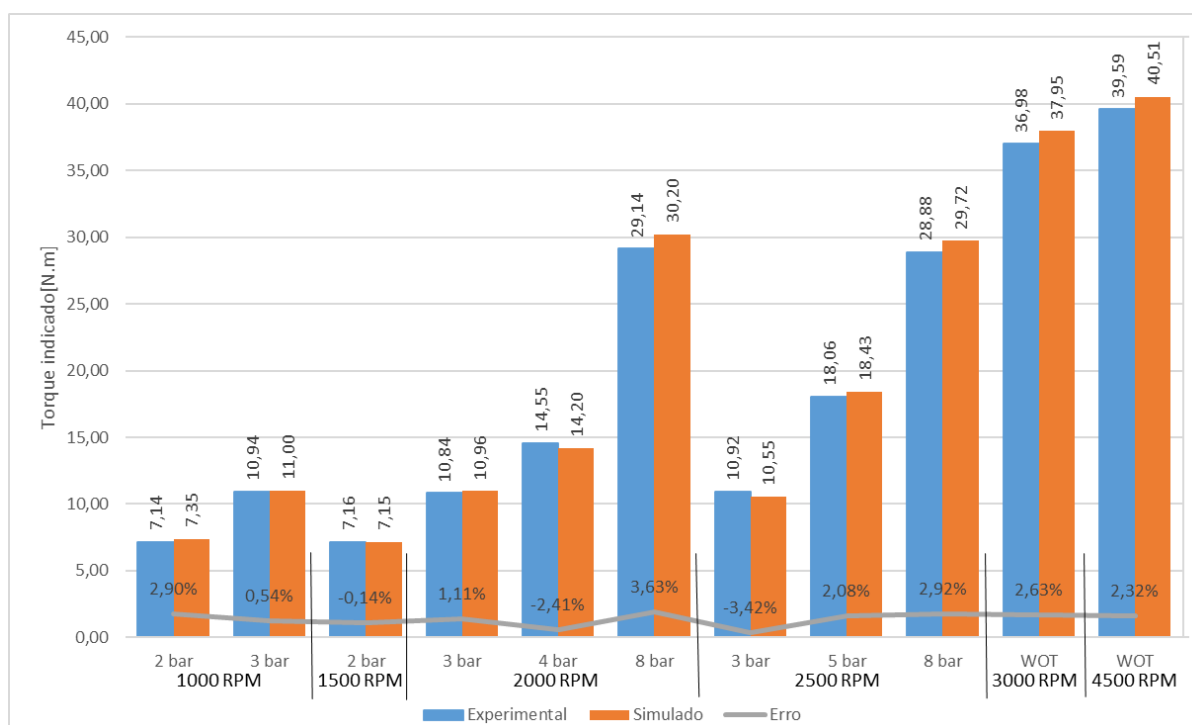
Para o torque indicado, a diferenças encontradas variaram de 0,02% para regime de 4500 RPM, carga em WOT e RC de 15,0:1 até 4,89% para RC de 11,5:1, 1000 RPM e carga de 3 bar. Esses resultados de diferenças são semelhantes aos encontrados na PMEI, conforme esperado, visto que a pressão média efetiva está relacionada com o torque.

Figura 54 – Torque indicado para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1



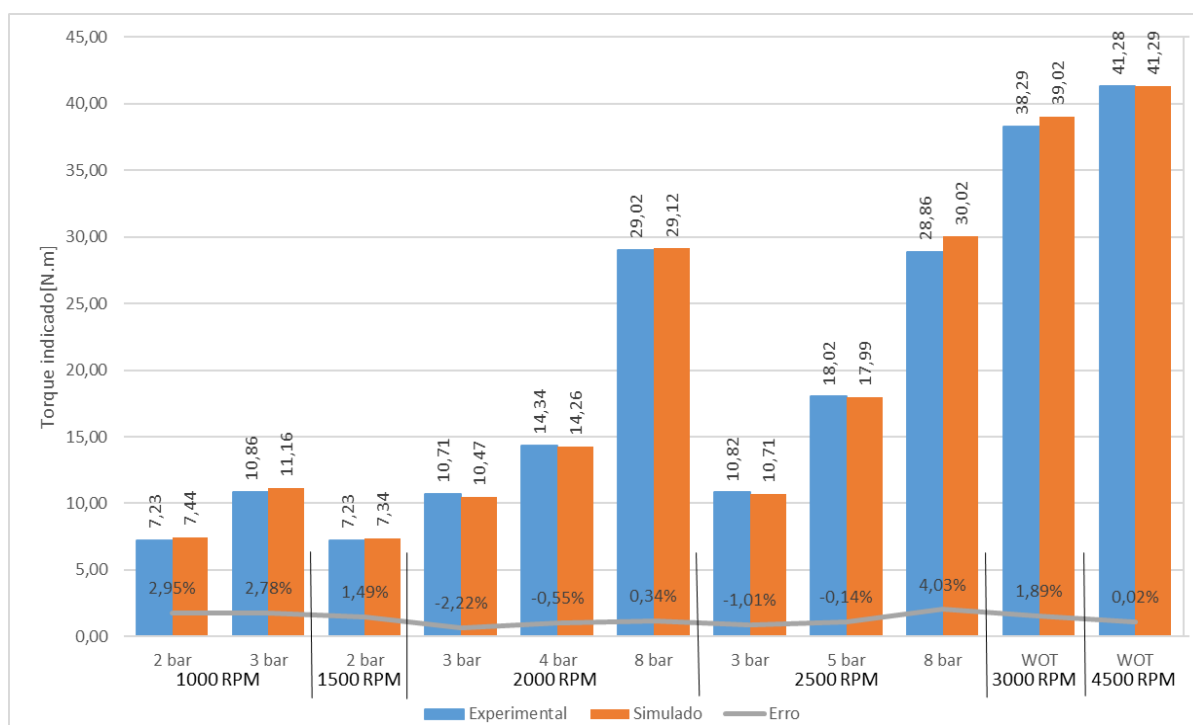
Fonte: Do autor

Figura 55 – Torque indicado para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1



Fonte: Do autor

Figura 56 – Torque indicado para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1



Fonte: Do autor

As diferenças percentuais em relação ao torque indicado são apresentadas na Tabela 21. Considerando o desvio padrão para os dados experimentais, toda a faixa de resultados fica abaixo de 4,45%, sendo que 28 dos 33 pontos apresentam diferenças inferiores a 3%.

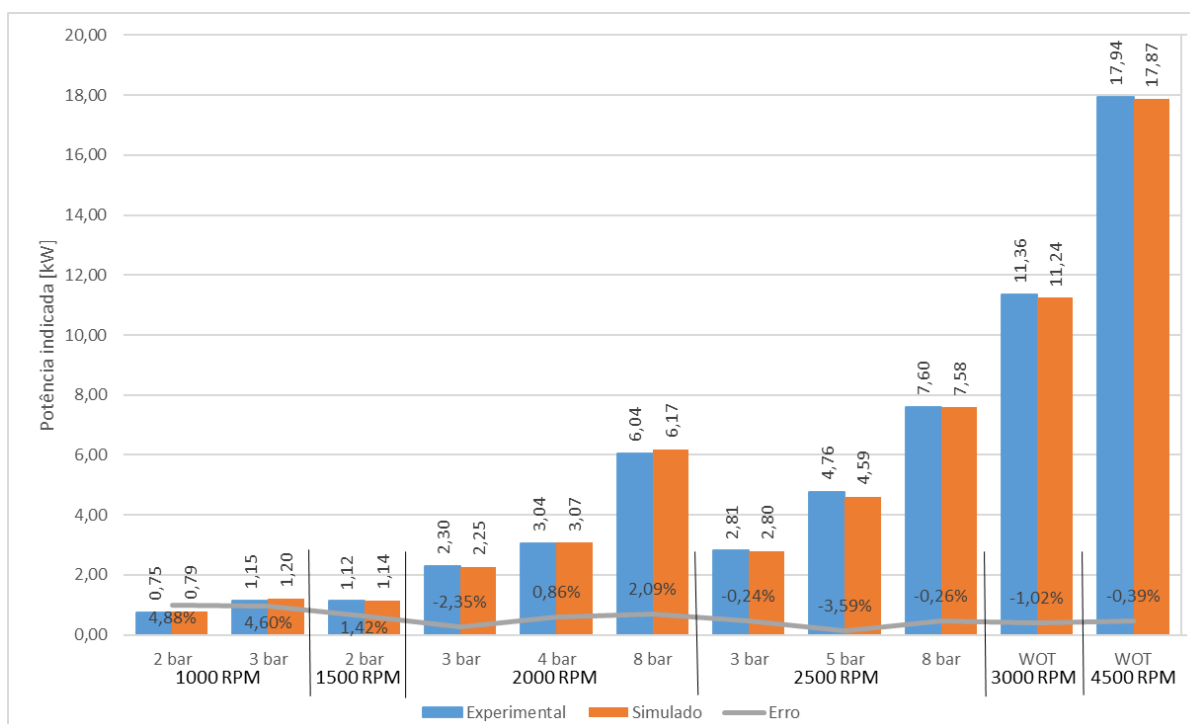
Tabela 21 – Erro numérico do torque indicado

RC	Condição operacional do motor		Erro numérico	Erro numérico considerando o desvio padrão (σ)
	RPM	PMEI (bar)		
11,5:1	1000	2 bar	4,55%	4,45%
	1000	3 bar	4,89%	4,41%
	1500	2 bar	1,17%	0,93%
	2000	3 bar	-2,47%	-1,85%
	2000	4 bar	1,01%	0,53%
	2000	8 bar	2,02%	1,72%
	2500	3 bar	-0,29%	0,11%
	2500	5 bar	-3,61%	-3,28%
	2500	8 bar	-0,24%	0,05%
	3000	WOT	-0,99%	-0,81%
	4500	WOT	-0,34%	-0,18%
13,0:1	1000	2 bar	2,90%	2,57%
	1000	3 bar	0,54%	0,10%
	1500	2 bar	-0,14%	0,02%
	2000	3 bar	1,11%	0,59%
	2000	4 bar	-2,41%	-1,83%
	2000	8 bar	3,63%	3,23%
	2500	3 bar	-3,42%	-2,74%
	2500	5 bar	2,08%	1,53%
	2500	8 bar	2,92%	2,52%
	3000	WOT	2,63%	2,31%
	4500	WOT	2,32%	2,01%
15,0:1	1000	2 bar	2,95%	2,77%
	1000	3 bar	2,78%	2,07%
	1500	2 bar	1,49%	1,15%
	2000	3 bar	-2,22%	-1,70%
	2000	4 bar	-0,55%	0,00%
	2000	8 bar	0,34%	0,05%
	2500	3 bar	-1,01%	-0,36%
	2500	5 bar	-0,14%	0,00%
	2500	8 bar	4,03%	3,71%

Fonte: Do autor

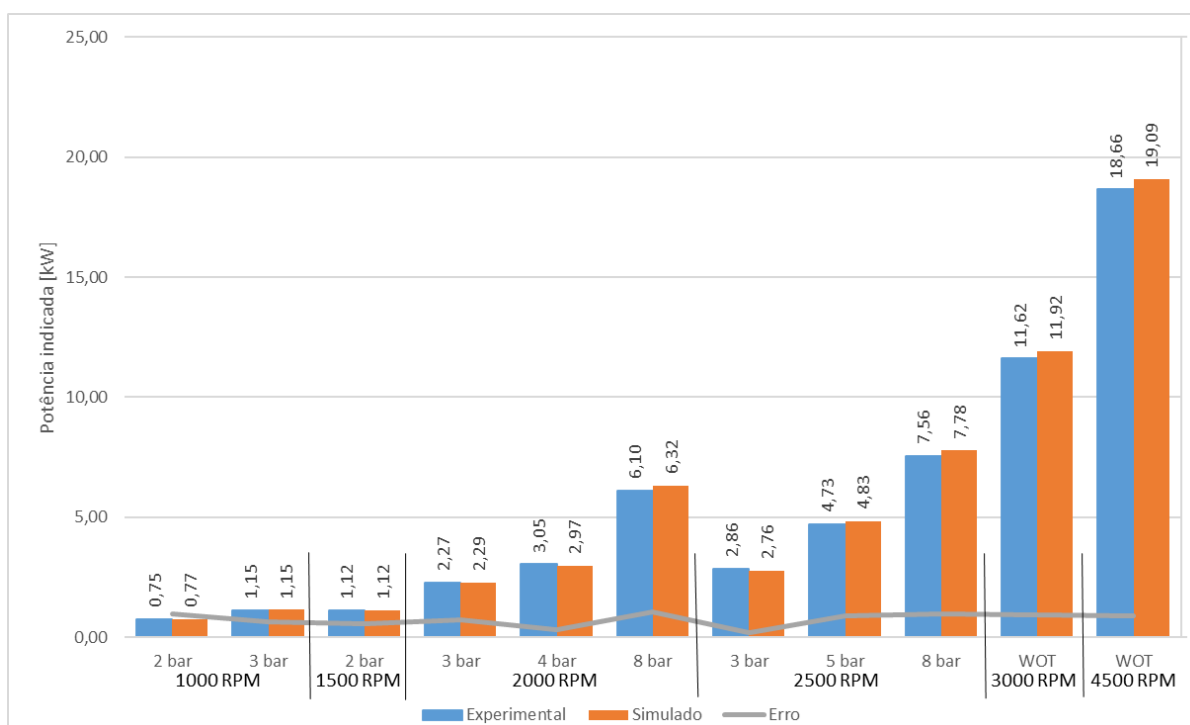
As comparações e resultados referentes a potência efetiva são apresentadas nas Figuras 57, 58 e 59 para as razões volumétricas de compressão de 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1 respectivamente. Novamente, para todos os pontos comparados, as diferenças encontradas entre os resultados simulados e experimentais foram inferiores a 5,00%.

Figura 57 – Potência indicada para razão volumétrica de compressão (RC) de 11,5:1



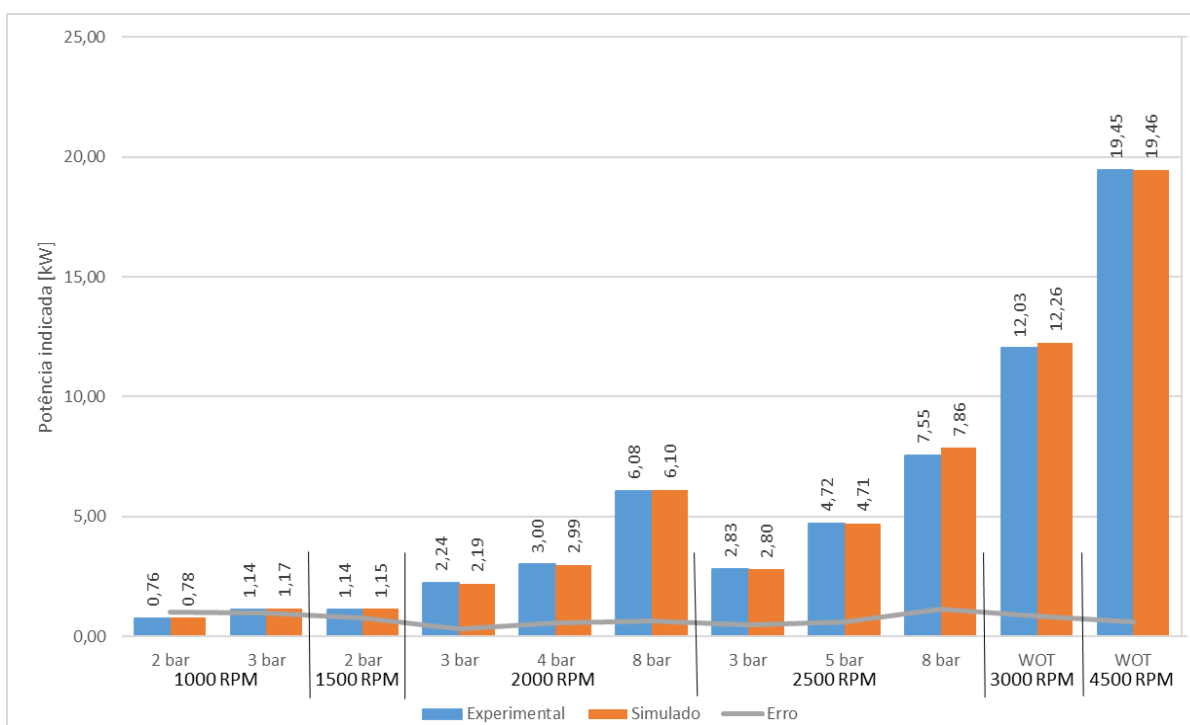
Fonte: Do autor

Figura 58 – Potência indicada para razão volumétrica de compressão (RC) de 13,0:1



Fonte: Do autor

Figura 59 – Potência indicada para razão volumétrica de compressão (RC) de 15,0:1



Fonte: Do autor

A potência é definida pelo produto do torque pela rotação do motor. Assim, as diferenças entre os resultados simulados e os obtidos através de testes experimentais seguem a variação apresentada anteriormente em relação ao torque. Os valores apresentados estão entre 0,02% e 4,88%. Adotando o desvio padrão para medição durante os ensaios experimentais, essas diferenças são reduzidas para uma faixa de 0,00% a 4,74%. Os resultados das diferenças percentuais são apresentas na Tabela 22.

Tabela 22 – Erro numérico da potência indicada

RC	Condição operacional do motor		Erro numérico	Erro numérico considerando o desvio padrão (σ)
	RPM	PMEI (bar)		
11,5:1	1000	2 bar	4,88%	4,74%
	1000	3 bar	4,60%	4,24%
	1500	2 bar	1,42%	1,15%
	2000	3 bar	-2,35%	-1,71%
	2000	4 bar	0,86%	0,37%
	2000	8 bar	2,09%	1,78%
	2500	3 bar	-0,24%	0,15%
	2500	5 bar	-3,59%	-3,27%
	2500	8 bar	-0,26%	0,03%
	3000	WOT	-1,02%	-0,84%
	4500	WOT	-0,39%	-0,23%
13,0:1	1000	2 bar	2,94%	2,67%
	1000	3 bar	0,37%	-0,07%
	1500	2 bar	-0,41%	-0,24%
	2000	3 bar	0,87%	0,34%
	2000	4 bar	-2,55%	-1,97%
	2000	8 bar	3,55%	3,14%
	2500	3 bar	-3,45%	-2,77%
	2500	5 bar	2,18%	1,65%
	2500	8 bar	2,91%	2,51%
	3000	WOT	2,61%	2,28%
	4500	WOT	2,32%	2,01%
15,0:1	1000	2 bar	3,06%	2,93%
	1000	3 bar	2,89%	2,17%
	1500	2 bar	1,23%	0,87%
	2000	3 bar	-2,34%	-1,82%
	2000	4 bar	-0,44%	0,12%
	2000	8 bar	0,36%	0,06%
	2500	3 bar	-1,14%	-0,51%
	2500	5 bar	-0,14%	0,00%
	2500	8 bar	4,04%	3,71%
	3000	WOT	1,91%	1,64%
	4500	WOT	0,03%	0,00%

Fonte: Do autor