



CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DISSERTAÇÃO

JÔNATAS SOARES RODRIGUES

**MODELAMENTO UNIDIMENSIONAL DO MOTOR FORD
SIGMA UTILIZANDO O SOFTWARE GT-POWER –
MODELO PREDITIVO E NÃO PREDITIVO**

Orientador: Profº. Drº. Thiago Augusto Araújo Moreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte, 2025

Jônatas Soares Rodrigues

**MODELAMENTO UNIDIMENSIONAL DO MOTOR FORD SIGMA UTILIZANDO O SOFTWARE GT-
POWER – MODELO PREDITIVO E NÃO PREDITIVO**

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.

Orientador: Profº. Drº. Thiago Augusto Araújo Moreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte

2025

R696m Rodrigues, Jônatas Soares
Modelamento unidimensional do motor Ford Sigma utilizando o software
GT-Power: modelo preditivo e não preditivo / Jônatas Soares Rodrigues. – 2025.
72 f. : il., gráfs, tabs.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.
Orientador: Thiago Augusto Araújo Moreira.
Banca examinadora: Thiago Augusto Araújo Moreira, Fabrício José Pacheco Pujatti,
Leonardo dos Santos Lima e Helder Giostri Alves de Almeida.
Bibliografia: f. 85-72.
Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Motores de combustão interna – Teses. 2. Métodos de simulação – Teses.
3. Motores de ignição por faísca – Teses. 4. Turbulência – Teses. 5. Chama (Combustão)
– Teses. 6. Controle preditivo – Teses. I. Moreira, Thiago Augusto Araújo. II. Centro
Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. III. Título.

CDD 621.43

JÔNATAS SOARES RODRIGUES

**“MODELAMENTO UNIDIMENSIONAL DO MOTOR FORD SIGMA
UTILIZANDO O SOFTWARE GT-POWER – MODELO PREDITIVO E
NÃO PREDITIVO”**

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

Belo Horizonte, 15 / 10 / 2025

Resultado: **APROVADO**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira
PPGEM / CEFET-MG

Prof. Dr. Helder Giostri Alves De Almeida
CEFET-MG

Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti
UFMG

Prof. Dr. Leonardo Dos Santos Lima
CEFET-MG

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha querida mãe, Maria Ivanete, cujo amor, apoio e incentivo foram fundamentais em cada passo da minha trajetória acadêmica. Sem sua dedicação e inspiração, desde os primeiros dias da graduação até a conclusão deste mestrado, minha jornada pelo conhecimento não teria sido possível. A cada conquista, carrego comigo a força de sua presença e a gratidão por todo o apoio incondicional.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha mãe, Maria Ivanete, pelo apoio incondicional em cada passo desta jornada.

Ao CNPq e à CAPES, pelo incentivo e fomento à pesquisa no país, permitindo-me dedicar-me integralmente ao mestrado.

Aos meus irmãos, Deivid Soares e Karen Fernanda, e à minha prima, Fernanda Capistrano, pelo carinho, apoio emocional e constante incentivo.

A engenheira mecânica Stephanie Cristina Alves de Araújo pela colaboração no processo de tradução da produção intelectual.

Aos meus amigos, pela compreensão durante minhas maiores ausências neste período.

Ao Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira, pela oportunidade de desenvolver este trabalho, pela orientação dedicada e pela paciência ao longo de todo o processo.

Ao Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho, pelo apoio e pelo fornecimento dos dados essenciais para a elaboração deste estudo.

Aos colegas de mestrado que tive o prazer de conhecer, agradeço pelo tempo compartilhado e pelas valiosas experiências trocadas.

Ao CEFET, por proporcionar oportunidades de transformação por meio da educação, minha eterna gratidão.

EPÍGRAFE

Não basta ensinar ao homem uma especialidade. Por que se tornará assim uma máquina utilizável, mas não uma personalidade. É necessário que adquira um sentimento, um senso prático daquilo que é belo, do que é moralmente correto. A não ser assim, ele se assemelhará, com seus conhecimentos profissionais, mais a um cão ensinado do que a uma criatura harmoniosamente desenvolvida.

(Albert Einstein)

RESUMO

Os motores de combustão interna (MCI) permanecem como a principal forma de propulsão veicular global, apesar do avanço de alternativas elétricas e híbridas. Além dessas alternativas, a melhoria da eficiência energética dos MCIs continua sendo essencial para a redução do consumo de combustível e emissões de poluentes. Nesse contexto, ferramentas computacionais de modelagem unidimensional destacam-se por representar, com baixo custo e confiabilidade, o comportamento termodinâmico e fluidodinâmico dos motores, permitindo análises em estágios preliminares de desenvolvimento. O trabalho teve como objetivo o desenvolvimento e a calibração de um modelo unidimensional do motor Ford Sigma 1.6 16V no software GT-Power®, visando à avaliação do desempenho, da combustão e das emissões com o uso de gasolina E25. Foram adotadas duas metodologias distintas de modelagem: um modelo preditivo (*SITurb*) e outro não preditivo (*SI-Wiebe*). A calibração baseou-se em dados experimentais obtidos em bancada dinamométrica. A metodologia incluiu a modelagem detalhada da geometria dos condutos no GT-Power®, a implementação dos modelos de combustão, atrito e transferência de calor, bem como a aplicação da análise das três pressões. A calibração foi conduzida a 2500 e 5500 rpm em plena carga, assegurando erros inferiores a 5% entre resultados numéricos e experimentais, enquanto a validação ocorreu em cargas de 80% e 47% do torque máximo, entre 1500 e 6000 rpm. Posteriormente, realizou-se uma análise comparativa dos modelos de combustão para identificar vantagens, limitações e a fidelidade de cada abordagem frente aos dados experimentais. Os resultados mostraram que ambos os modelos representaram com fidelidade os parâmetros de desempenho, com erros inferiores a 5% entre 2500 e 5500 rpm. Nos limites inferior e superior de rotação do motor (1500 e 6000 rpm), entretanto, manter esse nível de precisão mostrou-se mais desafiador, particularmente em relação ao consumo de combustível, à eficiência volumétrica e à eficiência térmica no modelo de Wiebe. O modelo preditivo mostrou-se adequado, com erros inferiores a 5%, em todos os regimes avaliados, embora o erro tenha aumentado em cargas mais baixas. Conclui-se que a modelagem unidimensional no GT-Power® é robusta para simular motores de ignição por centelha, permitindo análises consistentes de desempenho e consumo por meio dos modelos *SITurb* e *SI-Wiebe*. Ademais, a calibração do modelo *SITurb* utilizando a metodologia proposta foi validada utilizando apenas dados de desempenho, dispensando a curva de pressão e, consequentemente, simplificando as etapas iniciais do processo de modelagem e pesquisa.

Palavras chave: modelo de combustão; simulação numérica; *SITurb*; *SI-Wiebe*.

ABSTRACT

UNIDIMENSIONAL MODELING OF THE FORD SIGMA ENGINE USING GT-Power SOFTWARE – PREDICTIVE AND NON-PREDICTIVE

Internal combustion engines (ICEs) remain the main form of vehicle propulsion worldwide, despite the advances in electric and hybrid alternatives. In addition to these technologies, improving the energy efficiency of ICEs continues to be essential for reducing fuel consumption and pollutant emissions. In this context, one-dimensional computational modeling tools stand out for their ability to reliably and cost-effectively represent the thermodynamic and fluid dynamic behavior of engines, enabling analyses at the early stages of development. The objective of this study was to develop and calibrate a one-dimensional model of the Ford Sigma 1.6 16V engine using the GT-Power® software, aiming to evaluate its performance, combustion, and emissions when operating with E25 gasoline. Two distinct modeling approaches were adopted: a predictive model (SITurb) and a non-predictive model (SI-Wiebe). The calibration was based on experimental data obtained from dynamometer bench tests. The methodology included detailed modeling of the intake and exhaust geometries in GT-Power®, the implementation of combustion, friction, and heat transfer models, as well as the application of the three-pressure analysis. Calibration was performed at 2500 and 5500 rpm under full-load conditions, ensuring errors below 5% between numerical and experimental results, while validation was carried out at 80% and 47% of maximum torque across the speed range of 1500 to 6000 rpm. Subsequently, a comparative analysis of the combustion models was conducted to identify the advantages, limitations, and accuracy of each approach with respect to the experimental data. The results showed that both models accurately represented the performance parameters, with errors below 5% in the 2500–5500 rpm range. At the lower and upper engine speed limits (1500 and 6000 rpm), however, maintaining this level of accuracy proved more challenging, particularly regarding fuel consumption, volumetric efficiency, and thermal efficiency in the Wiebe model. The predictive model, on the other hand, proved to be suitable, with errors below 5% under all operating conditions evaluated, although the deviation increased at lower loads. It can be concluded that one-dimensional modeling in GT-Power® is a robust approach for simulating spark-ignition engines, allowing consistent performance and fuel consumption analyses through the SITurb and SI-Wiebe models. Furthermore, the calibration of the SITurb model using the proposed methodology was validated based solely on

performance data, eliminating the need for the pressure curve and, consequently, simplifying the initial stages of the modeling and research process.

Keywords: combustion model; numerical simulation; SITurb; SI-Wiebe.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Distribuição da Pressão no Cilindro durante o Ciclo de Combustão.....	10
Figura 2: Relação entre a relação ar/combustível e a produção de NO _x , HC e CO.....	13
Figura 3: Modelo construído no Ambiente de Simulação Integrado.....	31
Figura 4: Volume de controle do escoamento para o interior do cilindro	34
Figura 5: Sistema de admissão e exaustão.....	37
Figura 6: Curva de levantamento de válvulas (lift de válvulas)	38
Figura 7: Coeficiente de descarga do sistema de a) admissão e b) exaustão.....	39
Figura 8: a) curva de pressão experimental - b) curva de pressão experimental após a suavização	45
Figura 9: Curva de pressão experimental e simulada no TPA	47
Figura 10: Curva de pressão numérica em WOT nas rotações de 2500 rpm e 5500 rpm	51
Figura 11: Comparação entre as curvas de pressão experimental e numérica do modelo Wiebe a 2500 RPM.....	53
Figura 12: Comparação entre as curvas de pressão experimental e numérica do modelo Wiebe a 5500 RPM.....	54
Figura 13: Erros na eficiência volumétrica versus fluxo mássico – 80% do torque máximo ..	60
Figura 14: Comparação entre as curvas de pressão - modelo de combustão preditivo – 5500 rpm WOT	62
Figura 15: Comparação entre as curvas de pressão - modelo de combustão preditivo – 2500 rpm WOT	63
Figura 16: Gráfico comparativo para o torque (80% de carga).....	71
Figura 17: Gráfico comparativo para potência (80% de carga).....	71
Figura 18: Gráfico comparativo para torque (47% de carga).....	72
Figura 19: Gráfico comparativo para potência (47% de carga).....	72
Figura 20: Gráfico comparativo para IMEP (80% de carga).....	73
Figura 21: Gráfico comparativo para IMEP (47% de carga).....	74
Figura 22: Gráfico comparativo para BSFC (80% de carga)	75
Figura 23: Gráfico comparativo para BSFC (47% de carga)	75
Figura 24: Gráfico comparativo para eficiência volumétrica (80% de carga)	77
Figura 25: Gráfico comparativo para eficiência volumétrica (47% de carga)	77
Figura 26: Gráfico comparativo para eficiência térmica (80% de carga).....	79
Figura 27: Gráfico comparativo para eficiência térmica (47% de carga).....	79

SUMÁRIO DE TABELAS

Tabela 1: Resumo do Estado da arte	26
Tabela 2: Dados do motor o Ford Sigma 1.6 16V	30
Tabela 3: Dados geométricos dos condutos	37
Tabela 4: Valores sugeridos pelo manual e valores utilizados no modelo de atrito.....	39
Tabela 5: Objeto de referência (rotação x carga) da constante de pressão do modelo de atrito	40
Tabela 6: Multiplicadores utilizados para obter a eficiência volumétrica do modelo TPA	46
Tabela 7: Parametros do modelo Wiebe retirados do modelo TPA	46
Tabela 8: Análise de sensibilidade dos multiplicadores de chama nos parâmetros de combustão	51
Tabela 9 - Multiplicadores de calibragem	52
Tabela 10: Resultados da calibração do modelo não preditivo Wiebe.....	54
Tabela 11: Resultados de torque e potência do modelo Wiebe (80%).....	55
Tabela 12: Resultados de torque e potência do modelo Wiebe (47%).....	55
Tabela 13: Resultados de IMEP, BMEP e FPME e potência do modelo Wiebe (80%).....	56
Tabela 14: Resultados de IMEP, BMEP e FPME e potência do modelo Wiebe (47%).....	56
Tabela 15: Resultados de BSFC, Fluxo de combustível e fluxo de ar do modelo Wiebe (80%).....	57
Tabela 16: Resultados de BSFC, Fluxo de combustível e fluxo de ar do modelo Wiebe a (47%).....	57
Tabela 17: Resultados de eficiência volumétrica e eficiência volumétrica do modelo Wiebe a (80%).....	58
Tabela 18: Resultados de eficiência volumétrica e eficiência volumétrica do modelo Wiebe a (47%).....	59
Tabela 19: Resultados da calibração do modelo Preditivo.....	63
Tabela 20: Resultados de torque e potência do modelo Preditivo (80%).....	64
Tabela 21: Resultados de torque e potência do modelo Preditivo (47%).....	64
Tabela 22: Resultados de IMEP, BMEP E FMEP do modelo Preditivo (80%).....	65
Tabela 23: Resultados de IMEP, BMEP E FMEP do modelo Preditivo (47%).....	65
Tabela 24 Resultados BSFC, consumo de combustível e ar do modelo Preditivo (80%).....	66
Tabela 25: Resultados BSFC, consumo de combustível e ar do modelo Preditivo (47%).....	66

Tabela 26: Resultados Eficiência volumétrica e eficiência térmica modelo Preditivo a (80%).....	67
Tabela 27: Resultados Eficiência volumétrica e eficiência térmica modelo Preditivo a (47%).....	67
Tabela 28: Resultado comparativo entre as emissões	70

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ADO - Advanced Direct Optimizer

ANFAVEA - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores

APMI - Antes do Ponto Morto Inferior

APMS - Antes do Ponto Morto Superior

BEC - Burned End Constant (Constante de Final da Queima)

BMEP - Break Mean Effective Pressure (Pressão Média Efetiva de eixo)

BMC - Burned Midpoint Constant (Constante de Ponto Médio da Queima)

BSC - Burned Start Constant (Constante de Início da Queima)

BSFC - Brake Specific Fuel consumption (Consumo Específico de Combustível ao Freio)

CO - Monóxido de carbono

CO₂ - Dióxido de carbono

CFD - Computational Fluid Dynamics

CP - Câmara Principal

DEM - Multiplicador do expoente da diluição

DOE - Design of Experiments

DPMI - Depois do Ponto Morto Inferior

DPMS - Depois do Ponto Morto Superior

E0 - Gasolina pura (0% de etanol)

E25 - Mistura de gasolina e etanol (25% de etanol)

E100 - Etanol puro (100% de etanol)

EGR - Exhaust Gas Recirculation (Gases de recirculação)

FMEP - Friction Mean Effective Pressure (Pressão média efetiva de atrito)

GL – Gasolina Local

GN - Gás Natural

GP – Gasolina Padrão

GT-ISE - GT-Integrated Simulation Environment

HC - Hidrocarbonetos não queimados

HGN - Mistura de hidrogênio e gás natural

HRR - Heat Release Rate (taxa de liberação de calor)

IEA - International Energy Agency

IVC - Intake Valve Closing (Fechamento da válvula de admissão)

IMEP - Indicated Mean Effective Pressure (Pressão média Efetiva indicada)

MBF - Mass Burned Fraction (massa de combustível queimada)

MBF10 - Ângulo do virabrequim em que 10% da massa de combustível é queimada

MBF50 - Ângulo do virabrequim em que 50% da massa de combustível é queimada

MBF90 - Ângulo do virabrequim em que 90% da massa de combustível é queimada

MBT - Maximum Brake Torque (Torque máximo de freio)

MCI - Motor de combustão interna

MCISI - Motor de combustão interna com ignição por centelha

NO - óxido nítrico

NO₂ - dióxido de nitrogênio

NO_x - óxidos de nitrogênio

NMEP - Potência indicada líquida

ON - Octane number (número de octanas)

PC - Pré-câmara de combustão

PCI - Poder Calorífico Inferior

PMC - Pressão média de combustão

PME - Pressão média efetiva

PMEP - Pumping Mean Effective Pressure (Pressão Média Efetiva de Bombeamento)

PMI - Ponto Morto Inferior

PMS - Ponto Morto Superior

PRF - Primary Reference Fuels (combustível de referência primária)

RC – Razão de Compressão

SI - Spark Ignition (ignição por centelha)

SOC - Start of Combustion (início de combustão)

TFSM - Turbulent Flame Speed Multiplier (multiplicador da velocidade de chama turbulenta)

TLSM - Taylor Length Scale Multiplier (multiplicador da microescala de Taylor)

TPA - Three Pressure Analysis (Análise das três pressões)

UNICA - União da Indústria de Cana-de-Açúcar

WC - Wiebe constant (constante de Wiebe)

WOT - Wide Open Throttle (plena carga)

EV - Eficiência volumétrica

LISTA DE LETRAS GREGAS

α_T - Expoente de temperatura;

β_T - Expoente da pressão

Δt - Passo de tempo

Δx - Comprimento mínimo do elemento discretizado

η_{comb} - Eficiência de combustão

η_{conv} - Eficiência de conversão

η_{global} - Eficiência global

η_{mec} - Eficiência mecânica

η_{term} - Eficiência térmica

η_{vol} - Eficiência volumétrica

λ - Razão ar-combustível

θ - Ângulo entre a manivela e um eixo vertical de referência

ρ - Massa específica

ρ_{ar} - Massa específica do ar

ρ_u - Massa específica da mistura não queimada

τ - Comprimento microscópico de Taylor

ϕ - Fator combustível-ar

ϕ_e - Razão combustível-ar estequiométrica

Φ_m razão de equivalência na velocidade máxima

ϕ_r - Fração relativa

ω - Velocidade angular da árvore de manivelas

Lista de símbolos e variáveis

A - Área da secção transversal
AA - Anchor Angle (ângulo de referência)
 A_e - Área da superfície de arraste na borda da frente de chama
B - Diâmetro do cilindro
 B_m - Velocidade máxima laminar
 B_Φ - Constante da velocidade laminar de queima
BE - Burned end (final da queima)
BM - Burned Mass (Massa queimada)
BS - Burned Start (Início da queima)
 C_1 e C_2 - Constantes do modelo de Woshine
c - Velocidade do som [m/s]
CE - Combustion Efficiency (Eficiência de combustão)
 C_f - Fator de atritos Fanning
 $C_{p,m}$ - Velocidade média do pistão
 c_v - Calor específico a volume constante
Dilution - Fração mássica residual na zona não queimada
dp - Diferencial de pressão agindo no dx
dT - Diferencial de temperatura
DURATION - Duração total do processo de queima
dv - Diferencial de volume
dx - Elemento de massa que flui na direção de x
E - Expoente de Wiebe;
H - Entalpia específica total
h - Coeficiente de transferência de calor
 h_c - Coeficiente de transferência de calor por convecção
 K_1 e K_2 - constantes do coeficiente de calor Woschni
k - Razão de calor específico
 K_p - Coeficiente de perda de pressão
 $\dot{m}$ - Fluxo mássico da fronteira para o volume
 $\dot{m}_a$ - Vazão mássica de ar

$\dot{m}_f$ - Vazão mássica de combustível

m - Massa

M_b - Massa queimada

M_e - Massa arrastada da mistura não queimada

m_t - Multiplicador do passo de tempo

n - frequência da árvore de manivelas

P - Pressão

P_{1c} - Pressão antes da combustão

$P_{cyl,max}$ - Pressão máxima no cilindro

P_i - Potência indicada

P_{mot} - Pressure motoring

p_{ref} - Pressão de referência

S - Curso do pistão

S_L - Velocidade da chama laminar

S_p - Velocidade instantânea do pistão[m/s]

$\overline{S_p}$ - Velocidade média do pistão [m/s]

S_T - Velocidade da chama turbulenta

t - tempo

T - Temperatura

T_{1c} - Temperatura do fluido antes da combustão (K)

T_{fluido} - Temperatura do fluido

T_{parede} - Temperatura da parede

T_{ref} - Temperatura de referência

T_u - Temperatura do gás não queimado

T_t - Tempo característico

u - Velocidade do fluido

V_1 - Volume total – volume entre a cabeça do pistão e o cabeçote no PMI

V_{1c} - Volume antes da combustão

V_2 - Volume morto – volume entre o cabeçote e cabeça do pistão no PMS

V - Deslocamento volumétrico total do motor

V_{du} - Volume útil deslocado, do PMI ao PMS

V_d - Volume deslocado do motor

V_{fs} - Volume do divisor do fluxo [m³]

V_t - Volume total [cm³]

r_c - Razão de compressão do motor

w - Velocidade média do gás [m/s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativa	4
1.2 Objetivo Geral	4
1.3 Objetivos Específicos	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1 Motores De Combustão	6
2.2 Desempenho De Motores De Combustão Interna	6
2.2.1 Pressão Média Efetiva	6
2.2.2 Consumo Específico De Combustível	8
2.2.3 Eficiência Mecânica	8
2.2.4 Eficiência Volumétrica	8
2.2.5 Eficiência De Combustão	9
2.2.6 Eficiência Térmica	9
2.2.7 Eficiência Global	10
2.3 Combustão Nos Motores De Ignição Centelha	10
2.4 Formação Da Mistura Ar-Combustível	11
2.5 Formação De Poluentes	12
2.5.1 Óxidos De Nitrogênio	13
2.5.2 Monóxido De Carbono	14
2.5.3 Hidrocarbonetos Não Queimados	14
2.6 Abordagens Para a Modelagem Da Combustão No Gt-Power®	14
2.6.1 Taxa De Queima	15
2.6.2 Taxa De Liberação De Calor Aparente	16
2.6.3 Análise Das Três Pressões	17
2.7 Transferência De Calor No Gt-Power®	17

2.8 Estado Da Arte	19
3 METODOLOGIA	29
3.1 Dados Experimentais	29
3.2 Metodologia Numérica	30
3.2.1 Arquitetura Do Modelo	31
3.2.2 Modelo De Escoamento	33
3.2.2.1 Método Numérico.....	35
3.2.2.2 Discretização Espacial	36
3.2.2.3 Dados Geométricos Dos Condutos.....	377
3.2.2.4 Diagrama De Válvulas.....	388
3.2.3 Modelo De Atrito	39
3.2.4 Modelo De Transferência De Calor	40
3.2.5 Modelo De Combustão.....	41
3.2.5.1 Modelo Não Preditivo.....	432
3.2.5.2 Metodologia Do Modelo Tpa	43
3.2.5.3 Modelo Preditivo	43
3.2.6 Calibração Dos Modelos De Combustão	44
3.2.6.1 Calibração Do Modelo Tpa	444
3.2.6.2 Calibração Do Modelo Não Preditivo	47
3.2.6.1 Calibração Do Modelo Preditivo	48
4 RESULTADOS	53
4.1 Resultados Da Calibração Do Modelo Não Preditivo.....	53
4.2 Validação Do Modelo Não Preditivo.....	55
4.2.1 Considerações Sobre o Modelo.....	61
4.3 Resultado Calibração Do Modelo Preditivo	61
4.4 Validação Do Modelo Preditivo	64

4.4.1 Considerações Sobre o Modelo Preditivo	68
4.5 Comparação Entre os Modelos De Combustão	69
4.5.1 Emissões.....	69
4.5.2 Torque e Potência.....	70
4.5.3 IMEP.....	73
4.5.4 BSFC,.....	74
4.5.5 Eficiência Volumétrica.....	76
4.5.6 Eficiência Térmica	78
4.6 Considerações Finais Sobre Os Modelos.....	79
5 CONCLUSÃO	81
6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	82
7 REFERENCIAS.....	84

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna dominaram o mercado devido à sua elevada capacidade de fornecer energia com um tamanho relativamente compacto. Sua popularidade aumentou significativamente na década de 1910, impulsionada pela linha de montagem implementada por Henry Ford, e ultrapassou a marca de um bilhão unidades em 2010 (Pedrosa *et al.*, 2016).

De acordo com a International Agency of Energy (IAE), a frota mundial de veículos ultrapassa 1,4 bilhões de unidades, com previsão de alcançar a marca de 2,21 bilhões até o ano de 2050 (Dwyer, 2021). Nesse cenário de expansão global, a frota automobilística brasileira alcançou 123,9 milhões de unidades em 2024, representando um crescimento de 4% em relação a 2023 (Vinholes, 2025). O setor de transporte brasileiro é majoritariamente abastecido por combustíveis fósseis, composto por 43% de óleo diesel, 28% de gasolina, 15% de etanol e 12% de outros combustíveis, enquanto apenas 2% da frota utiliza fontes alternativas de propulsão, como carros elétricos e híbridos (EPE, 2024). As projeções para 2032 indicam que 42% dos veículos leves no Brasil serão motores *flex-fuel*, 3,5% a gasolina, 6,1% a diesel e apenas 1,4 de carros híbridos (EPE, 2023)

O crescimento acelerado da frota de veículos está diretamente relacionado ao agravamento dos problemas ambientais. Segundo a IAE o setor automobilístico é responsável por 25% das emissões globais de poluentes, sendo que 10% desse total são provenientes especificamente de carros de passeio e vans. No contexto brasileiro, o setor de transportes responde por 13% das emissões de CO₂ (ANFAVEA, 2021).

Diversas estratégias podem contribuir para a descarbonização do setor de transportes, incluindo o uso de biocombustíveis, células a hidrogênio e veículos elétricos. Entre essas alternativas, os veículos elétricos, já amplamente difundidos em diversos países, apresentam elevado potencial de redução das emissões de poluentes, desde que a energia empregada em seu carregamento seja proveniente de fontes renováveis e de baixa emissão de carbono.

No entanto, a propulsão elétrica enfrenta desafios específicos no Brasil que dificultam (Macedo; Seabra; Silva, 2008)recarga e o tempo prolongado necessário para o carregamento

representam entraves significativos à viabilidade e à ampla difusão dessa tecnologia no curto prazo.

Apesar dessas dificuldades, o país apresenta uma vantagem significativa em termos de descarbonização, devido à ampla utilização do etanol como biocombustível. O etanol é renovável e grande parte do carbono liberado na atmosfera é reabsorvido durante o crescimento da cana-de-açúcar, caracterizando-o como um combustível de baixas emissões de poluentes (Macedo; Seabra; Silva, 2008). De acordo com cálculos da União da Indústria de Cana-de-Açúcar (UNICA), entre 2003 e 2019, o consumo de etanol reduziu as emissões de gases de efeito estufa em 535 milhões de toneladas de CO₂, além de apresentar baixa toxicidade e ser biodegradável (UNICA, 2019).

A transição energética no setor de transportes, com o objetivo de mitigar as emissões de poluentes, não se configura como uma escolha binária entre motores de combustão interna e motores elétricos, mas sim como um conjunto de soluções tecnológicas complementares. Destacam-se os motores híbridos, que integram a eficiência global e as baixas emissões locais de um motor elétrico com a autonomia e a elevada densidade energética de um MCI. Quando operados com biocombustíveis, como o etanol, esses veículos potencializam a redução da pegada de carbono ao longo de todo o ciclo de vida do combustível. Estudos indicam que os carros híbridos representam uma etapa crucial e economicamente viável no processo de descarbonização do transporte (Hardman *et al.*, 2019).

Em consonância com o desenvolvimento de novas tecnologias de propulsão, torna-se imperativo o contínuo aprimoramento da eficiência termodinâmica dos motores de combustão interna. Esse esforço mantém-se estrategicamente relevante, uma vez que, segundo previsões da IEA, os MCIs devem preservar sua predominância na matriz de transporte global nas próximas décadas (IEA, 2023). Nesse contexto, o aumento da eficiência energética global dos motores configura-se como uma estratégia essencial para mitigar os impactos ambientais decorrentes das emissões de poluentes na mobilidade baseada em combustíveis fósseis (Da Silva, 2017; Torres, 2018).

Para viabilizar tecnologicamente esse avanço, o desenvolvimento e a análise de novos sistemas requerem ferramentas capazes de avaliar, com baixa incerteza, os efeitos sobre a

eficiência energética e as emissões de poluentes dos motores. Nesse contexto, os modelos unidimensionais destacam-se como instrumentos que não apenas permitem uma análise do comportamento termodinâmico e dos resíduos gasosos, mas também contribuem para a redução do tempo e dos custos envolvidos no desenvolvimento de novas tecnologias.

Esses modelos englobam diferentes abordagens, tais como modelos de escoamento unidimensional em dutos e componentes, modelos de combustão (como a função de Wiebe e os preditivos baseados em chama turbulenta), modelos de atrito (Chen-Flynn), modelos de formação de emissões (NO_x, CO e HC), modelos de vibração entre outros. A integração desses submodelos em ambientes de simulação, como GT-Power®, AVL Boost® e Ricardo WAVE®, permite a análise sistêmica e a otimização de motores com maior confiabilidade (Alqahtani; Shokrollahihassanbarough; Wyszynski, 2015).

O software GT-Power® da Gamma Technologies destaca-se entre essas ferramentas por fornecer resultados detalhados, incluindo eficiência volumétrica, potência, torque, fluxos em todas as passagens, pressão e temperatura dos gases, temperaturas das paredes de tubos e divisores de fluxo, além de taxas de combustão preditivas para motores diesel de injeção direta (DI) e motores de ignição por centelha (SI). O software também permite a análise de emissões de NO_x e fuligem em motores DI, simulações da química de pós-tratamento, transferência de calor, cálculos de ruído em microfone externo e avaliação de níveis globais de ruído (Gamma Technologies, 2016).

Além das análises unidimensionais (1D), nas quais as variáveis de escoamento, como pressão, temperatura, velocidade e massa específica, variam apenas ao longo de uma direção, coincidente com o eixo dos dutos, o GT-Power também permite integração com ferramentas de modelagem mais complexas, o que amplia significativamente o escopo de aplicação desses modelos. Por meio de simulações de CFD (*Computational Fluid Dynamics*), é possível analisar a influência de diversos parâmetros e condições operacionais no processo de combustão do motor. Ademais, os modelos 1D são amplamente utilizados na definição de condições de contorno para modelagens tridimensionais (3D), apresentando erros médios da ordem de 5% (Assis, 2022; López; Nigro, 2010). Dessa forma, eles contribuem de maneira significativa para as fases iniciais de projetos de desenvolvimento, reduzindo tempo e recursos necessários.

1.1 Justificativa

Modelos unidimensionais dos motores de combustão interna constituem ferramentas essenciais nas fases iniciais de desenvolvimento de novos projetos de motores. Contudo, a calibração desses modelos, de modo a reproduzir com precisão os parâmetros de desempenho do motor, normalmente requer curvas de pressão no interior do cilindro, cuja aquisição experimental é complexa. Nesse contexto, uma alternativa de calibração que dispense a necessidade dessas curvas mostra-se vantajosa para análises preliminares, pois reduz a complexidade e os custos associados à aquisição de dados, mantendo a confiabilidade na avaliação de parâmetros críticos, como potência, torque e eficiências térmica e volumétrica. Essa abordagem facilita a aplicação de simulações preditivas em estágios iniciais de projeto, em que agilidade e acesso limitado a dados detalhados são comuns.

1.2 Objetivo geral

O objetivo do presente trabalho é desenvolver e calibrar um modelo unidimensional de desempenho, combustão e emissões no software GT-Power®, utilizando um motor de ignição por centelha alimentado com uma mistura homogênea de gasolina E25. Além de realizar uma investigação numérica comparativa, baseada em duas metodologias distintas de modelagem da combustão: modelos preditivos (*SITurb*) e não preditivos (*SI-Wiebe*). A calibração será realizada com base em dados previamente coletados em bancada dinamométrica. Após esta etapa, os resultados de desempenho e emissões serão comparados a fim de avaliar a capacidade de cada modelo em representar o comportamento real do motor nas diferentes condições de operação analisadas avaliando as vantagens e limitações de cada abordagem.

1.3 Objetivos Específicos

- Analisar os dados experimentais para definir as condições de contorno e os parâmetros operacionais de entrada necessários à construção e calibração do modelo computacional.
- Desenvolver um modelo unidimensional detalhado do motor de ignição por centelha no software GT-Power®, representando fielmente sua geometria e condições operacionais.

- Implementar, no modelo unidimensional, os modelos de combustão preditivo (*SITurb*) e não preditivo (*SI-Wiebe*), visando representar o processo de combustão com menor incerteza.
- Calibrar os modelos desenvolvidos com base em dados experimentais de pressão no cilindro, consumo específico de combustível e parâmetros de desempenho (torque, potência e eficiência volumétrica), assegurando margens de erro inferiores a 5% em regime de plena carga
- Validar o modelo calibrado em dois regimes de operação, correspondentes a 80% e 47% do torque máximo do motor.
- Realizar análise comparativa dos resultados de desempenho e emissões entre os dois modelos empregados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Motores De Combustão

Heywood (1998) define os motores de combustão como máquinas térmicas responsáveis por converter a energia química contida no combustível em energia mecânica, a partir de reações realizadas no fluido ativo. Esses motores podem ser classificados de acordo com o comportamento desse fluido: nos motores de combustão externa (MCE), o fluido ativo não fornece energia diretamente ao sistema, atuando apenas como meio de transporte da energia térmica gerada pela combustão, que ocorre fora da máquina. Por outro lado, nos motores de combustão interna (MCI), o fluido ativo é o próprio combustível, sendo a combustão realizada no interior da máquina. Os MCIs, por sua vez, subdividem-se em dois grupos principais: motores de ignição por centelha (SI, *Spark Ignition Engine*) e motores de ignição por compressão (CI, *Compression Ignition Engine*).

2.2 Desempenho De Motores De Combustão Interna

A avaliação do desempenho de motores de combustão interna é fundamental para compreender sua eficiência energética e o aproveitamento do combustível durante o ciclo de operação. Essa análise baseia-se em parâmetros termodinâmicos e experimentais que permitem quantificar o trabalho desenvolvido, as perdas associadas aos processos de combustão, atrito e bombeamento, além da eficiência na conversão da energia química em energia mecânica útil. Entre os principais indicadores de desempenho destacam-se a pressão média efetiva, o consumo específico de combustível e as eficiências mecânica, volumétrica, de combustão e térmica, parâmetros amplamente utilizados na literatura para caracterizar o comportamento global do motor (Heywood, 2018).

2.2.1 Pressão Média Efetiva

A Pressão Média Efetiva (PME) é definida como uma pressão hipotética que atuaria sobre o pistão durante o curso de potência de modo a produzir o mesmo trabalho líquido do ciclo real do motor. Esse parâmetro constitui uma métrica robusta para a avaliação do desempenho global, uma vez que relaciona o trabalho desenvolvido ao volume deslocado em

cada ciclo (Heywood, 2018). A PME apresenta diferentes classificações, que são descritas a seguir.

O BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) representa a pressão hipotética que produziria o mesmo trabalho líquido por ciclo efetivamente entregue no eixo do motor. Esse parâmetro é medido no dinamômetro e possibilita comparar a eficiência de motores independentemente de tamanho ou potência (Heywood, 1988). Seu valor também pode ser determinado pela Equação 1.

O IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*) é a pressão teórica correspondente ao trabalho líquido produzido pelos gases no interior do cilindro durante um ciclo, excluindo perdas mecânicas (Heywood, 1988). Ainda segundo o autor, o IMEP está diretamente relacionado à energia liberada na combustão, pois representa o trabalho indicado resultante do aumento de pressão no cilindro, causado pela liberação da energia térmica, que atua sobre o pistão.

O FMEP (*Friction Mean Effective Pressure*) representa a parcela do IMEP consumida para vencer os atritos mecânicos internos do motor (Heywood, 1988).

O PMEP (*Pumping Mean Effective Pressure*) refere-se ao trabalho líquido consumido durante os cursos de admissão e exaustão para mover os gases, quantificando as perdas de bombeamento do fluido para o interior do cilindro (Heywood, 1988).

O NMEP (*Net Mean Effective Pressure*) representa a pressão média que efetivamente contribui para o trabalho útil do motor, sendo obtida pela diferença entre o IMEP e o PMEP (Equação 2). Esse parâmetro expressa o trabalho líquido por ciclo e está diretamente relacionado ao torque disponível no virabrequim (Heywood, 2018).

$$BMEP = NMEP - FMEP \quad (1)$$

$$NMEP = IMEP - PMEP \quad (2)$$

2.2.2 Consumo Específico De Combustível

Para uma avaliação abrangente do desempenho de um motor, é fundamental analisar o consumo específico de combustível. O parâmetro mais utilizado para esse fim é o *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC), pois esse indicador expressa diretamente a eficiência de conversão da energia química do combustível em trabalho útil no eixo (Heywood, 2018). O BSFC é definido como a razão entre a taxa de consumo de combustível e a potência efetiva do motor, conforme apresentado na Equação (3).

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad (3)$$

em que:

- $\dot{m}_f$ é a vazão mássica de combustível [kg/s];
- P_i é a potência indicada [W].

2.2.3 Eficiência Mecânica

A eficiência mecânica (η_{Mec}), definida pela Equação (4), mede a eficácia com que o trabalho indicado é convertido em trabalho no eixo, refletindo as perdas mecânicas por atrito e o consumo de acessórios. Trata-se de um parâmetro crucial para a avaliação do desempenho de motores (Heywood, 1988).

$$\eta_{Mec} = \frac{BMEP}{IMEP} \quad (4)$$

2.2.4 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica η_{Vol} , representada pela Equação (5), quantifica o desempenho do sistema de admissão de um motor, correspondendo à razão entre a massa de ar efetivamente admitida no cilindro e a massa de ar teórica que preencheria seu volume deslocado nas condições de admissão (Heywood, 1988).

$$\eta_{Vol} = \frac{m_a}{\rho_{ar} V_d} \quad (5)$$

em que:

- m_a é a vazão de ar admitido [kg/s];
- ρ_{ar} é massa específica do ar [kg/m³]
- V_d é o volume deslocado do motor por ciclo [m³].

2.2.5 Eficiência De Combustão

A eficiência da combustão (η_{Comb}) descrita pela Equação (6) mede a fração de energia do combustível que é efetivamente liberada e utilizada durante a combustão no cilindro.

$$\eta_{Comb} = \frac{Q_f}{\dot{m}_f * PCI} \quad (6)$$

em que:

- Q_f é a energia liberada pela combustão [J];
- $\dot{m}_f$ é a vazão mássica de combustível [kg/s];
- PCI é o poder calorífico inferior do combustível [J/kg].

2.2.6 Eficiência Térmica

A eficiência térmica ($\eta_{Térm}$) representa a fração da energia adicionada ao sistema, na forma de calor, que é efetivamente transformada em trabalho líquido dada pela Equação (7).

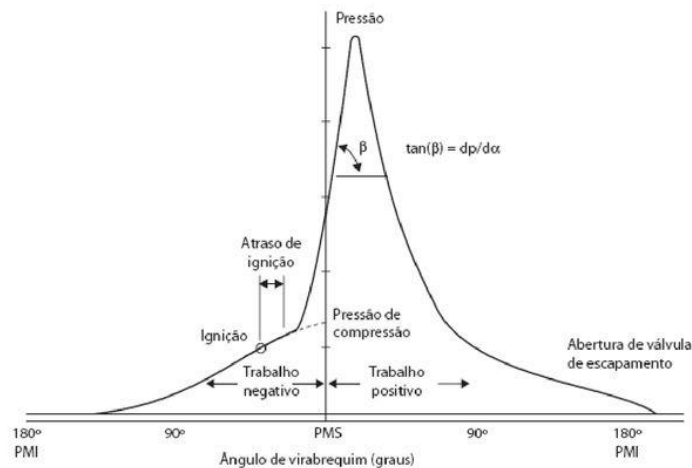
$$\eta_{Térm} = \frac{P_i}{Q_f} \quad (7)$$

em que:

- P_i é a potência indicada [W];
- Q_f é a taxa de energia liberada pela combustão [W].

Para se obter a máxima eficiência térmica, o pico de pressão no cilindro deve ocorrer próximo ao PMS. Isso é conseguido através do avanço de ignição, onde a centelha é acionada antes do pistão atingir o PMS, posicionando o pico de pressão de forma ideal. Como mostra a Figura 1, essa técnica maximiza o trabalho líquido do ciclo ao equilibrar a energia de compressão e o trabalho de expansão, no ponto definido como Mínimo Avanço para Torque Máximo (MBT - *Maximum Brake Torque*) (Heywood, 1988).

Figura 1: Distribuição da Pressão no Cilindro durante o Ciclo de Combustão



Fonte: Heywood, 1988

2.2.7 Eficiência Global

A eficiência global é definida pela Equação (9), sendo a eficiência de conversão definida pela Equação (10).

$$\eta_{Global} = \eta_{Mec} \times \eta_{Conv} \quad (9)$$

$$\eta_{Conv} = \eta_{Term} \times \eta_{Comb} \quad (10)$$

2.3 Combustão Nos Motores De Ignição Centelha

Os cilindros são alimentados durante o tempo de admissão com a mistura de ar e combustível, previamente dosada no caso de motores SI carburados ou com injeção de combustível. Após a admissão, independentemente do método, a centelha ocorre, iniciando o

processo de combustão. A queima então se propaga pela câmara por meio de uma reação em cadeia de oxidação conhecida como propagação de chama (Heywood, 1988).

O retardamento químico (atraso de ignição) constitui a primeira fase da combustão, na qual 1 a 10% da mistura ar-combustível próximo à vela queima sem gerar um aumento de pressão significativo. Esse intervalo entre a centelha e o início efetivo da combustão é a razão fundamental para a utilização do avanço de ignição, assegurando que a queima ocorra no momento termodinamicamente mais favorável. Segue-se a fase de combustão principal, caracterizada pela propagação controlada da frente de chama pelo interior da câmara, durante a qual a maior parte da mistura é consumida. O ciclo de combustão é concluído com a fase final, responsável pela queima da mistura remanescente.

Para quantificar a eficiência dessas etapas de combustão, utiliza-se o indicador Fração de Massa Queimada (MBF - *Mass Burned Fraction*). Esse parâmetro descreve a quantidade de combustível que foi consumida em um dado período durante o processo de combustão e é frequentemente representado graficamente em uma curva, mostrando a fração de massa queimada em função do ângulo do virabrequim ou do tempo (Heywood, 1988).

A avaliação do MBF é frequentemente subdividida em três pontos principais: MBF10, que indica o ângulo em que aproximadamente 10% da massa de combustível foi queimada, marcando o fim do retardamento químico; MBF50, que corresponde ao ponto em que 50% da massa de combustível foi queimada, representando o meio da combustão; e MBF90, que indica quando 90% da massa de combustível foi queimada, cobrindo o intervalo em que ocorre a maior parte da combustão (Heywood, 1988).

2.4 Formação Da Mistura Ar-Combustível

A relação estequiométrica representa a proporção ideal ar-combustível para uma combustão completa. O ajuste da carga de combustível, em função da demanda do motor, estabelece a razão real de operação, dada pela Equação (12). Em análises de motores, é comum empregar o fator λ (lambda), parâmetro adimensional que relaciona a razão ar-combustível real com a estequiométrica, conforme a Equação (13).

$$\phi = \frac{m_f}{m_a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (12)$$

$$\lambda = \frac{\phi_e}{\phi} \quad (13)$$

em que:

- ϕ é a razão de equivalência [Adimensional];
- $\dot{m}_f$ é a vazão mássica de combustível [kg/s];
- $\dot{m}_a$ é a vazão mássica de ar [kg/s];
- ϕ_e é a razão combustível-ar estequiométrica [Adimensional];

O fator lambda é utilizado para classificar o tipo de mistura ar-combustível no motor: rica ($\lambda < 1$), estequiométrica ($\lambda = 1$) ou pobre ($\lambda > 1$). A proporção entre combustível e ar é um parâmetro essencial para o desempenho e eficiência da combustão. Contudo, o comportamento real da mistura não depende apenas da sua composição média, mas também do grau de homogeneização do vapor de combustível no ar (Heywood, 1988).

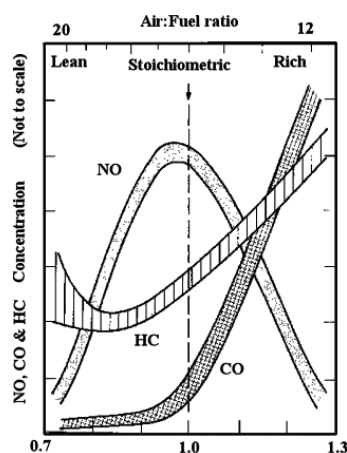
Em determinadas situações, uma mistura rica pode apresentar comportamento semelhante ao de uma mistura pobre devido à má homogeneização. Uma das formas de melhorar essa homogeneização é por meio do turbilhonamento da mistura, que pode ser obtido tanto durante o processo de injeção quanto pela geometria da câmara de combustão, projetada para favorecer esse fenômeno. Assim, garantir níveis adequados de turbulência no interior do cilindro é fundamental, pois o tempo necessário para a combustão em um ambiente turbulento pode ser até 12 vezes menor que o tempo característico de uma mistura com baixa agitação (Adams, 1978).

2.5 Formação De Poluentes

Os motores de combustão interna são uma das principais fontes de poluição urbana. As emissões de exaustão dos motores de combustão interna de ignição por centelha contêm óxidos de nitrogênio (NOx) - óxido nítrico (NO) e uma pequena quantidade de dióxido de nitrogênio (NO₂) - monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC) e material particulado (Heywood, 1988).

O fator lambda representa um dos parâmetros mais críticos no controle de emissões em motores SI. Embora os motores convencionais operem normalmente próximo à condição estequiométrica ou em misturas ligeiramente ricas, a análise da Figura 2 revela um comportamento distinto para cada poluente em função da variação de ϕ . À medida que a mistura se torna mais pobre, observa-se uma redução significativa nas emissões de CO e NOx. No caso dos hidrocarbonetos (HC), verifica-se inicialmente uma diminuição, seguida por um aumento acentuado quando ϕ atinge aproximadamente 0,8. Esses resultados sugerem que a faixa de ϕ entre 0,8 e 0,9 apresenta o melhor compromisso para a minimização simultânea dos diferentes poluentes (Heywood, 1988).

Figura 2: Relação entre a relação ar/combustível e a produção de NOx, HC e CO



Fonte: Heywood, 1988

2.5.1 Óxidos De Nitrogênio

A formação de óxidos de nitrogênio (NOx) em motores de combustão interna depende, principalmente, da temperatura dos gases e da composição local da mistura. Esse fenômeno é favorecido nas regiões próximas à frente de chama e nos gases queimados, onde as temperaturas são mais elevadas (Heywood, 1988). Segundo o autor, temperaturas superiores a 1800 K aceleram significativamente a cinética de formação de NO, ao passo que a disponibilidade de oxigênio na mistura influencia diretamente a magnitude dessa formação. Por outro lado, os mecanismos de resfriamento e diluição, como a recirculação de gases de escape, reduzem a temperatura média da câmara de combustão, o que limita a formação de NOx (Liu *et al.*, 2023).

2.5.2 Monóxido De Carbono

A formação de monóxido de carbono (CO) ocorre principalmente em condições de combustão incompleta, decorrentes de misturas ricas ou com heterogeneidade na distribuição de combustível e ar, nas quais a disponibilidade de oxigênio é insuficiente para a oxidação completa. Contudo, mesmo em misturas pobres, processos de dissociação térmica garantem a presença residual de CO nos produtos da combustão. Do ponto de vista cinético-químico, os níveis de CO são determinados por mecanismos de oxidação. Nas regiões adjacentes à frente de chama, a concentração de CO atinge seu valor máximo, sendo subsequentemente oxidado a dióxido de carbono (CO₂) através de um processo cineticamente limitado (Saastamoinen; Kilpinen; Norström, 2000).

2.5.3 Hidrocarbonetos Não Queimados

A emissão de hidrocarbonetos (HC) é uma consequência da combustão incompleta, sendo transportados pelos gases de exaustão e servindo como indicador da ineficiência do processo de combustão. A presença desses componentes compostos no escapamento está associada a diversos fatores.

O primeiro fator está relacionado ao escapamento da mistura não queimada por meio de fendas que conectam a câmara de combustão, favorecido pelas altas pressões envolvidas no ciclo. Eventualmente, esse gás residual é conduzido para o sistema de exaustão. Uma segunda fonte de HC é a deposição de combustível nas paredes do cilindro, que ocorre quando a frente de chama se extingue ao se aproximar dessas superfícies. A terceira origem corresponde à presença de óleo lubrificante, que permanece como uma fina película nas paredes do cilindro, o pistão e até o cabeçote. Por fim, a combustão incompleta do combustível, devido à extinção prematura da chama em determinadas regiões da câmara (Heywood, 1988).

2.6 Abordagens Para A Modelagem Da Combustão No GT-Power®

O tratamento adequado da combustão em um modelo numérico de motor é essencial para alcançar um modelo bem calibrado. No GT-Power®, o processo de combustão é definido como a transferência de uma quantidade específica de massa de combustível não queimado e

ar, juntamente com a entalpia associada, de uma zona não queimada para uma zona queimada no cilindro. Esse processo também inclui a liberação de energia química, além do cálculo das espécies químicas e suas concentrações resultantes (Gamma Technologies, 2016).

Para garantir bons resultados na modelagem, é imprescindível compreender não apenas o processo de combustão, mas também as terminologias associadas. A seguir, será detalhado duas terminologias relacionadas ao processo de combustão no software: taxa de queima e taxa de liberação de calor aparente.

2.6.1 Taxa De Queima

A taxa de queima (*Burn Rate*) refere-se à taxa instantânea de consumo de combustível durante o processo de combustão no cilindro, podendo ser definida de forma imposta ou prevista. Em uma simulação realizada no GT-Power®, essa taxa representa o ritmo em que as moléculas de combustível e ar são transferidas da zona não queimada para a zona queimada, iniciando as reações químicas (Gamma Technologies, 2016).

A taxa de queima pode ser determinada de três maneiras distintas no GT-Power®. O primeiro método utiliza o *template 'EngBurnRate'*, baseado na pressão medida no cilindro, operando em modo reverso para estimar os parâmetros de combustão a partir da taxa de queima. O segundo método usa o *template 'Measured_CylP_only'*, que permite calcular a taxa de queima apenas com dados experimentais de pressão. A terceira abordagem utiliza o método da análise das três pressões (TPA - *Three Pressure Analysis*), que se baseia em três medições de pressão — na admissão, no cilindro e na exaustão — para calcular a taxa de queima. Essa abordagem é especialmente recomendada para pontos de operação onde a fração residual ou a relação de aprisionamento não são conhecidas ou facilmente estimadas, como em condições de carga parcial (Gamma Technologies, 2016).

Em modelos preditivos, a taxa de queima é derivada da taxa de entrada de massa na frente de chama. Esse cálculo é realizado em três etapas principais: a Equação 14 determina a variação da massa queimada utilizando a velocidade laminar da chama (Equação 17); a Equação 15 define a taxa de queima propriamente dita; e a Equação 16 estabelece o tempo característico do processo (Gamma Technologies, 2016).

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T + S_L) \quad (14)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \quad (15)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (16)$$

$$S_L = (B_m + B_\Phi (\Phi - \Phi_m)^2) \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^{\alpha_T} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{\beta_T} (1 - 2.06(Dilution)^{DEM0.77}) \quad (17)$$

em que:

- M_e é a massa da mistura no cilindro [kg];
- M_b é a massa queimada [kg];
- ρ_u é a densidade do gás não queimado [kg/m³];
- A_e é a área da frente de chama [m²];
- S_T é a velocidade turbulenta de chama [m/s];
- S_L é a velocidade laminar de chama [m/s];
- τ é a constante de tempo de queima [s];
- $B_m, B_\Phi, \Phi_m, \alpha, \beta, e DEM$ são parâmetros empíricos do modelo;
- T_u é a temperatura do gás não queimado [K];
- T_{ref} é a temperatura de referência [K];
- p é a pressão instantânea [pa];
- p_{ref} é de referência [pa];
- $Dilution$ representa a fração de gases residuais na mistura.

2.6.2 Taxa De Liberação De Calor Aparente

A Taxa de Liberação de Calor (*Heat Release Rate*) é a taxa instantânea na qual a energia armazenada nas moléculas de combustível é liberada no cilindro sob a forma de energia térmica (Gamma Technologies, 2016). Nesse processo, a mistura não se decompõe instantaneamente nos produtos finais da combustão, formando produtos intermediários antes da combustão completa. Assim, parte da energia contida no combustível não é liberada de imediato, o que causa um atraso na taxa de liberação de calor em relação à taxa de queima

(Karim, 2013). Como esta taxa é impossível de medir por métodos convencionais devido à dificuldade de determinar a composição química instantânea no cilindro o software utiliza a taxa de liberação de calor aparente (*Apparent Heat Release Rate*), que corresponde à taxa instantânea calculada de liberação de energia térmica com base em medições da pressão no cilindro (Gamma Technologies, 2016).

2.6.3 Análise Das Três Pressões

Um dos principais benefícios dessa análise é a ausência da necessidade de estimar a fração residual e a razão de retenção como entradas, pois esses valores são calculados e fornecidos como resultados. Para realizar o cálculo, é indispensável dispor de um modelo de motor que inclua, no mínimo, válvulas, dutos e coletores, além dos dados geométricos do cilindro. A simulação é executada ao longo de diversos ciclos até que o modelo alcance a convergência. O software disponibiliza duas abordagens para a realização da análise: *TPA Steady*: realiza uma análise em condições estacionárias, considerando uma única taxa de queima; *TPA Multicycle*: realiza a análise em condições estacionárias com múltiplos ciclos consecutivos (Gamma Technologies, 2016).

Para obter bons resultados, a execução da TPA exige medições específicas e detalhadas de pressão instantânea e temperatura em função do ângulo do virabrequim. É necessário tomar alguns cuidados durante a coleta desses dados. A pressão instantânea e a temperatura no duto de admissão devem ser coletadas no mesmo ponto, a montante da localização do injetor. No caso de motores equipados com EGR (*Exhaust Gas Recirculation*), é imprescindível fornecer ao modelo a fração de recirculação dos gases de escape, com base nas taxas médias de fluxo de massa de ar e de gases de escape no duto de admissão. Além disso, devem ser considerados dados de injeção de combustível, como a massa injetada e o perfil de injeção, bem como a sincronização da centelha, definindo o momento de início da centelha (Gamma Technologies, 2016).

2.7 Transferência De Calor No GT-Power®

No software GT-Power®, estão disponíveis nove modelos para simular a transferência de calor no cilindro e no bloco do motor. Dentre eles, o modelo *WoschniGT* é o mais indicado

para o presente estudo, pois permite calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção durante o processo de combustão em motores de combustão interna. Esse modelo se mostra eficaz na previsão da troca de calor entre os gases no interior do cilindro e as superfícies do motor, sendo, portanto, essencial para a análise do desempenho térmico e da eficiência do motor (Gamma Technologies, 2016)..

Nesse contexto, destaca-se que o GT-Power® modela o cilindro do motor como um sistema fechado enquanto as válvulas de admissão e escape permanecem fechadas, e como um volume de controle quando ao menos uma dessas válvulas está aberta. O modelo *WoschniGT* calcula os coeficientes de transferência de calor de forma distinta nessas duas condições. Quando as válvulas estão abertas, a transferência de calor é intensificada pelas velocidades do fluxo através das válvulas de admissão e pelo fluxo reverso nas válvulas de escape.

O modelo emula a correlação clássica de *Woschni*, sem considerar o efeito de *swirl*, para calcular o coeficiente de transferência de calor. Este coeficiente é uma função de variáveis como a pressão máxima no cilindro, a velocidade média do pistão, a temperatura dos gases de combustão, o expoente de temperatura, e a constante, esta última ajustada para se adaptar às condições operacionais específicas do motor (Equação 18) (Gamma Technologies, 2016).

$$h_{c(Woschni)} = \frac{K_1 PMC^{0,8} w^{0,8}}{B^{0,2} T_g^{K_2}} \quad (18)$$

$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_{1c}}{P_{1c} V_{1c}} (P - P_{mot}) \quad (19)$$

em que:

- $h_{c(Woschni)}$ é o coeficiente de transferência de calor do Woschni [W/m²·K];
- K_1 e K_2 são constantes empíricas do modelo [adimensional];
- PMC é pressão média no cilindro [pa];
- w é velocidade média efetiva do gás [m/s];
- B é diâmetro do cilindro [m];
- T_g é temperatura média do gás [K];
- C_1 e C_2 são constantes empíricas associadas ao escoamento [adimensional];
- $\bar{S}_p$ é velocidade média do pistão [m/s];

- V_d é o volume deslocado [m³];
- T_{1c} é a temperatura no início da compressão [K];
- P_{1c} é a pressão no início da compressão [pa];
- V_{1c} é o volume no início da compressão [m³];
- P é a pressão instantânea no cilindro [pa];
- P_{mot} pressão durante o ciclo de *motoring* [pa]

A velocidade dos gases é descrita pela Equação 19 e depende da velocidade média do pistão, do volume deslocado, da pressão, da temperatura e do volume no início do processo de combustão, bem como da diferença entre a pressão instantânea e a pressão de referência associada às condições *motored* (sem combustão), ou seja, sem combustão. Essa equação é composta por duas parcelas: a primeira considera a contribuição da velocidade média do pistão para o fluxo; enquanto a segunda representa os efeitos das condições termodinâmicas instantâneas (Gamma Technologies, 2016).

As constantes C_1 e C_2 são responsáveis por diferenciar o comportamento da transferência de calor nos momentos em que as válvulas estão abertas e fechadas. Esses parâmetros são determinados com base em dados experimentais, incluindo o fluxo de massa através das válvulas, a massa aprisionada no cilindro e a frequência de operação do motor, conforme estabelecido nas Equações 20 e 21 (Gamma Technologies, 2016)..

$$C_1 = 2,28 + 3,9 \min \left(\frac{\text{Fluxo de massa líq.no cilindro}}{\text{Massa aprisionada} * \text{Freq.do motor}}, 1 \right) \quad (20)$$

$$C_2 = \begin{cases} 0 & \text{Durante a troca gasosa e compressão do cilindro} \\ 2,24e - 3 & \text{durante a combustão e expansão} \end{cases} \quad (21)$$

2.8 Estado Da Arte

A modelagem unidimensional apresenta-se como uma ferramenta bastante útil e amplamente utilizada em estudo e desenvolvimentos de MCI's. A partir de softwares especializados e consolidados, como o GT-Power®, é possível representar com fidelidade o comportamento de motores em diferentes configurações, geometrias e regimes de operação, possibilitando a análise de desempenho, consumo e emissões com baixo custo computacional,

além de auxiliar na concepção e otimização de novos projetos. Estudos recentes demonstram a eficácia desses modelos na simulação de motores operando com combustíveis renováveis, bem como avaliações de geometrias alternativas e estratégias de combustão, como sistemas lança-chamas e sistemas *dual-fuel*. Esta seção apresenta uma breve revisão dos modelos unidimensionais, destacando sua contribuição para o desenvolvimento de novas tecnologias voltadas à sustentabilidade e à eficiência global. O resumo desses estudos disponíveis na Tabela 1.

Choi *et al.*, (2018b) utilizaram a Análise das Três Pressões (TPA) para estimar as condições internas do cilindro durante a combustão, aplicando-a em regime contínuo com ocorrência de detonação. O motor modelado foi o padrão CFR F1/F2, utilizado na determinação do número de octanas (ON) e a gasolina foi utilizada como combustível padrão de referência (PRF - *Primary Reference Fuels*). O modelo permitiu estimar a temperatura do gás não queimado para análise de detonação, as condições no fechamento da válvula de admissão (IVC – *Intake Valve Closing*) e as temperaturas das paredes do cilindro, estas obtidas por simulação com elementos finitos.

Foram analisados diferentes combustíveis (PRF60–100 e misturas PRF–etanol), valores de λ (0,885–1,052), temperaturas de admissão (17–40 °C), temperaturas típicas de operação, e razões de compressão (5,57 a 7,34). Os resultados mostraram correlação linear entre as temperaturas de admissão e no IVC, com coeficiente angular de 0,54, indicando que cerca de metade da variação térmica é atenuada pelas paredes do cilindro. A temperatura no IVC foi máxima na mistura estequiométrica, sem correlação significativa com o tipo de combustível. Após a compressão, a variação da temperatura do gás dependeu do combustível e do valor de λ , com coeficiente angular médio de 0,66.

Da Silva e Dos Santos (2018) utilizaram modelagem unidimensional no GT-Power® para investigar o comportamento no n-butanol, devido à escassez de dados na literatura. O modelo virtual do motor foi construído no software GT-Power®, utilizando um modelo de combustão preditivo para motores de ignição por centelha (*SITurb*), previamente calibrado com dados experimentais obtidos a partir de misturas de gasolina e etanol: E0, E25 e E100. O modelo demonstrou boa fidelidade em relação aos dados experimentais, apresentando erro de torque de 4% para os combustíveis E0 e E100, e de 3% para o E25.

As simulações foram realizadas com esses combustíveis e a mistura BU40 (60% gasolina + 40% n-butanol). Os resultados indicaram que, até 1500 rpm, o torque do motor foi semelhante entre os combustíveis; acima disso, E100 apresentou valores superiores. A potência seguiu tendência parecida, com destaque para o E100 acima de 3000 RPM, devido ao maior avanço de ignição permitido por sua octanagem. Este combustível também obteve a maior eficiência térmica em toda a faixa de rotações, com pico de 30% a 2600 rpm. Enquanto o E0 teve o pior desempenho, limitado pela menor resistência à detonação

As misturas BU40 e E25 apresentaram eficiências térmicas próximas, com ligeira vantagem para o E25. Contudo, o BU40, com 40% de n-butanol, demonstrou viabilidade técnica e ambiental para elevar a participação de biocombustíveis na gasolina, reduzindo a dependência de combustíveis fósseis

Talati et al. (2022) investigaram a otimização de um coletor de admissão de comprimento variável com múltiplos corpos de borboleta em um motor SI, visando definir comprimentos ideais para diferentes regimes de rotação. Após validação experimental do modelo no GT-Power®, aplicaram o algoritmo genético NSGA-III para otimizar os parâmetros geométricos do conduto, considerando o comprimento e o diâmetro como variáveis independentes. A otimização indicou duas configurações ideais para 3500–5000 rpm e três para 5500–6000 rpm. Com base nesses resultados, os autores fixaram o diâmetro em 60 mm e definiram quatro estágios de comprimento a partir do *plenum*: 145 mm, 385 mm, 630 mm e 1290 mm. Um protótipo com válvulas borboleta independentes nessas posições foi testado.

Comparado sistema original, o protótipo apresentou ganhos de 6,33% na eficiência volumétrica, 7,23% no torque, 1,77% na eficiência térmica, 11,79% na taxa de liberação de calor e redução de 0,83% no BSFC. Os resultados demonstraram a eficácia da modelagem unidimensionais e sua aplicabilidade na otimização de motores, reduzindo a necessidade de protótipos físicos nas etapas iniciais de desenvolvimento.

Qiao et al. (2020) avaliaram, via de modelagem no software GT-Power®, os efeitos combinados da adição de hidrogênio e de recirculação dos gases de escape no desempenho de um motor SI a gás natural (GN) com alta taxa de compressão (13,6:1) e mistura pobre. Utilizando o modelo preditivo *SITurb*, validado com dados experimentais. Os erros máximos

de 4,5% para GN e 4% para HGN (hidrogênio+GN) em pressão, e de 3,9% para GN e 2,3% para HNG na taxa de liberação de calor (*Heat Release Rate – HRR*).

Foram analisadas variações de EGR (0% a 20%) e de concentração de hidrogênio (0% a 10%). A adição de H₂ elevou a pressão máxima no cilindro e da HRR, otimizando os parâmetros de combustão, enquanto que 20% de EGR, reduz consideravelmente os ganhos em virtude do acúmulo de gases residuais. O EGR foi eficaz na redução das emissões de NO_x, porém aumentou as emissões de HC, em decorrência da combustão incompleta. Nesse contexto, o modelo computacional desenvolvido demonstrou-se robusto, com erro inferior a 5% na previsão dos principais parâmetros, o que reforça a relevância da abordagem experimental-computacional no desenvolvimento de estratégias de otimização para motores.

Tian *et al.* (2022) investigaram os efeitos da adição de hidrogênio aos combustíveis alcoólicos metanol, etanol e n-butanol, por meio de simulações unidimensionais no GT-Power®. Para isso, foi desenvolvido um modelo de motor SITI (*Spark Ignition Turbocharged Injection*), validado experimentalmente, que permitiu analisar o comportamento da combustão e emissões para rotações de 1500 e 2000 rpm, com proporções de H₂ de 0% a 10%.

Os resultados mostraram que a adição de hidrogênio aumentou o torque no eixo, a taxa de liberação de calor (HRR) e a BMEP, devido à sua baixa energia de ignição e melhor homogeneização com o ar. Com 10% de H₂, os ganhos no torque de eixo chegaram a 6,48% (1500 rpm) e 6,62% (2000 rpm) para o n-butanol, enquanto o metanol-H₂ apresentou os maiores valores de pressão e HRR. De acordo com os autores, esse incremento decorre da baixa energia de ignição do hidrogênio, que favorece a ignição da mistura, libera maior quantidade de calor e eleva a HRR, bem como a BMEP, resultando no aumento do torque.

A adição de H₂ também reduziu significativamente o BSFC, com destaque para o metanol (31,5% a 1500 rpm). As emissões de CO, CO₂ e HC diminuíram com a proporção de hidrogênio, enquanto as emissões de NO_x aumentaram devido às maiores temperaturas e à disponibilidade de oxigênio. Entre as misturas, o metanol-H₂ destacou-se pelo maior torque e menores emissões de CO e CO₂, enquanto o n-butanol-H₂ apresentou melhor eficiência energética, menor BSFC e emissões reduzidas de NO_x e HC. O estudo confirma o potencial do

uso combinado de hidrogênio e combustíveis alcoólicos para otimização de motores e redução de emissões.

Soares (2024) modelou e calibrou um motor adaptado com pré-câmara (PC) utilizando o software GT-Power®, aplicando modelos de combustão preditivos e não preditivos. O autor avaliou diferentes volumes e diâmetros dos orifícios da PC. Para analisar a influência do diâmetro, fixou-se o volume da PC em 7,3% do volume da câmara principal (CP) e variou-se o diâmetro dos orifícios de 4 mm a 8 mm. Para investigar a influência do volume da PC, o diâmetro foi mantido constante em 6 mm, enquanto o volume foi variado entre 6,5%, 7%, 7,3%, 8% e 8,5% da CP.

Os resultados indicaram que o maior volume da PC promove um aumento de 3,5% na pressão média de combustão (PMC) em relação ao menor volume avaliado. No entanto, os valores permaneceram próximos, sugerindo uma influência relativamente pequena do volume sobre a PMC. Também foram observadas variações discretas no IMEP e no BSFC, de aproximadamente 0,5% e 0,6%, respectivamente. Por outro lado, os diâmetros menores da PC resultaram em picos de pressão até 12,5% superiores, em comparação com o maior diâmetro analisado. O BSFC foi positivamente impactado pelo aumento do diâmetro, com uma redução de 2,5%, enquanto o IMEP apresentou melhoria com a redução do diâmetro, variando em até 2%. Assim, o estudo evidencia que, em um sistema de ignição por lança-chamas, o diâmetro da PC exerce influência mais significativa que o seu volume.

Lima (2018) utilizou resultados obtidos por modelagem unidimensional para definir as condições de contorno de temperatura e pressão na câmara de combustão, com o objetivo de alimentar o modelo tridimensional do processo de combustão no interior do cilindro. Para isso, foi empregada a Análise das Três Pressões, previamente validada com dados experimentais.

Assis *et al.* (2023) calibraram e validaram um modelo preditivo unidimensional no software GT-Power® para investigar a influência da taxa de compressão sobre BSFC de um motor alimentado com bioetanol, apresentando erros inferiores a 5%. As simulações foram realizadas com três razões de compressão (11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1) em condições de carga parcial, a 1000 e 2500 rpm. O estudo constatou que a maior eficiência de conversão de combustível foi obtida com a taxa de compressão de 15,0:1, resultando em uma redução no

consumo específico próxima a 4%, atribuída à possibilidade de operação do motor no ponto ótimo de avanço de ignição (MBT) em todas as cargas e rotações analisadas.

Najm *et al.* (2023) analisaram, via simulação unidimensional no software GT-Power®, o desempenho de um motor SI alimentado com gasolina local (GL) sob diferentes razão de compressão (RC 8,0; 8,5; e 9,0). Os resultados foram comparados aos obtidos com gasolina padrão (GP) a CR 8,5. Foram avaliados torque, potência, BSFC e eficiência térmica efetiva. Os resultados indicaram melhor desempenho da GL com CR 8,0. Para a GP, observou-se a 2800 rpm incrementos de 8,2% no torque, 12,59% na potência e redução de 9,35% no BSFC em relação às demais configurações, além de um aumento de 4,66% na eficiência térmica. As simulações mostraram boa concordância com dados experimentais da literatura, validando a abordagem computacional.

Hlaing *et al.* (2020) realizaram investigações experimentais e numéricas em um motor com pré-câmara de combustão operando com carga estratificada, utilizando simulações unidimensionais para estimar parâmetros essenciais ao desempenho do sistema. Empregaram os modelos preditivos *SITurb* (PC) e *CombJetIgn* (câmara principal, CP). Após calibração, o modelo foi empregado para determinar o coeficiente de descarga dos orifícios da PC e avaliar os efeitos do enriquecimento na PC sobre a combustão em mistura pobre na CP.

No âmbito do estudo, o modelo foi aplicado na investigação dos efeitos das propriedades dos combustíveis sobre as características da combustão, utilizando-se metano, metanol e etanol como combustíveis da CP, enquanto a PC foi alimentada exclusivamente com metano (Hlaing *et al.*, 2021). O modelo foi executado em diversas faixas de operação, e seus resultados permitiram analisar a composição das espécies presentes na PC e na CP a cada intervalo de ângulo de virabrequim. Posteriormente, esses dados foram incorporados à análise de liberação de calor, permitindo representar separadamente as taxas de liberação de calor de cada câmara, o que contribuiu a compreensão dos efeitos da utilização da PC no motor protótipo e para a melhoria de parâmetros de desempenho.

Em outro estudo publicado pelos mesmos autores, foram investigados experimentalmente os efeitos do volume e da área dos orifícios da pré-câmara de combustão (Hlaing *et al.*, 2022). Nesse trabalho, também foi empregada simulação unidimensional para

estimar as perdas térmicas por transferência de calor na câmara principal e na pré-câmara, decorrentes da troca de gases entre as câmaras, além da composição das espécies, conforme realizado no estudo anterior. Adicionalmente, o modelo foi utilizado para simular o processo de formação da mistura na PC, com o objetivo de analisar o fator λ da pré-câmara no momento da ignição (Hlaing *et al.*, 2023).

Guo *et al.* (2023) investigaram numericamente a viabilidade de um motor dual-fuel operando com gás natural (GN), diesel, e hidrogênio, avaliando o desempenho e emissões. Utilizou-se um motor diesel turbocomprimido de quatro cilindros, modificado para operar com três combustíveis: diesel, GN e H_2 . O GN e o H_2 foram injetados no coletor de admissão, enquanto o diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão. A calibração do modelo apresentou erros inferiores a 5% para a pressão máxima no cilindro (PCP) sob 50% de carga.

Foram analisados cenários com 10% e 20% da energia proveniente do diesel, e o restante de GN e H_2 , cuja proporção variou de 10% a 50%. O aumento da proporção de H_2 elevou a PCP m até 20% em baixas rotações (carga média) e 17% (carga baixa), acompanhado o crescimento da rotação e carga. A temperatura máxima no cilindro, subiu até 9% (carga média) e 7% (carga baixa), enquanto a taxa de liberação de calor (HRR) aumentou com rotação e carga. A taxa máxima de aumento de pressão cresceu entre 4% a 13% (carga média) e 1% a 2% (carga baixa). Por outro lado, a eficiência térmica indicada apresentou leve queda de 1% e 4% nas faixas de carga média e baixa. Emissões de CO e HC foram reduzidas em 34% a 43%, enquanto NOx aumentou entre 58% e 73%, devido ao incremento térmico do cilindro.

Teodosio *et al.* (2022) estudaram a conversão virtual de um motor Diesel monocilíndrico para um motor SI com injeção de hidrogênio no duto, com o objetivo de aprimorar o desempenho. Utilizaram CFD 1D e 3D. Inicialmente, o modelo foi calibrado com dados experimentais obtidos em bancada para o motor Diesel, demonstrando boa concordância com os resultados medidos. Após a calibração, o motor foi convertido para operação SI com injeção de H_2 , adotando-se um modelo de combustão preditivo avançado com capacidade de prever o fenômeno de detonação.

O modelo 1D avaliou a combustão pobre de hidrogênio em termos de eficiência térmica, emissões de NOx e HC, sob condições de carga média e alta. Os resultados indicaram

que, embora haja uma redução média de 2,5% na eficiência, a conversão do motor permite manter o mesmo torque efetivo e preservar níveis semelhantes de eficiência indicada bruta. Contudo, observou-se a necessidade de um aumento na pressão de sobre alimentação, o que resultou em elevações de até 28% na pressão máxima dentro do cilindro. Apesar do aumento na pressão, não foram observados indícios de detonação durante a operação.

Além disso, ao operar com fator λ de 2,2, observou-se uma redução média de 67% nas emissões de NO, em comparação com a operação original com Diesel, resultado compatível com dados encontrados na literatura atual. Esses resultados demonstram que o modelo desenvolvido é eficaz para estudos envolvendo a utilização de hidrogênio em motores de combustão interna.

Avelar *et al.* (2020) modelaram e calibraram o motor Ford Sigma 1.6 no software GT-Power, considerando rotações entre 1500 e 6000 rpm em condição de plena carga, utilizando um modelo de combustão não preditivo. Os autores obtiveram erros inferiores a 7% em todos os parâmetros e regimes de operação avaliados. Entretanto, não foram alcançados resultados satisfatórios em relação às emissões de poluentes.

Moreira *et al.* (2014) utilizaram a modelagem unidimensional no software GT-Power como ferramenta de compreensão e caracterização do sistema de lança-chamas proposto em sua tese. O objetivo da avaliação foi obter parâmetros fundamentais para caracterização da combustão, como a curva de pressão na câmara principal, a massa de combustível queimado (MBF), bem como o raio e a área da chama, de modo a auxiliar no desenvolvimento do protótipo do sistema. Com esses dados, foi possível estimar a taxa de queima de combustível com boa exatidão, além de determinar o ponto de avanço de ignição ideal, o torque máximo para uma dada condição de operação, bem como analisar os efeitos da variação do fator lambda.

Tabela 1: Resumo do Estado da arte

Autor	Tipo de motor	Combustível	Metodologia	Principais resultados
Choi, S., Kolodziej, C., Hoth, A., and Wallner, T. (2018b)	CFR F1/F2	Gasolina PRF e misturas PRF–etanol	Análise das Três Pressões (TPA), simulação contínua com detonação	Estimou temperatura do gás não queimado, IVC e temperatura das paredes; correlação linear entre temperatura de admissão e IVC; temperatura máxima no IVC para mistura estequiométrica
Da Silva & Dos Santos (2018)	Motor SI	Gasolina, Etanol (E0, E25, E100), BU40	Modelo 1D calibrado com dados experimentais	Boa fidelidade: erro de torque $\leq 4\%$; E100 apresentou maior potência e eficiência térmica; BU40 mostrou viabilidade técnica e ambiental
Talati, H.; Aliakbari, K.; Ebrahimi-Moghadam, A.; Khoshbakht Farokhad, H.; Eskandary Nasrabad, A.. (2022)	Motor SI	Gasolina	Otimização do coletor de admissão variável	Aumento de 6,33% na eficiência volumétrica, 7,23% no torque, 1,77% na eficiência térmica; redução de 0,83% no BSFC
Qiao, J.; Li, Y.; Wang, S.; Wang, P.; Liu, J. (2020)	Motor SI NG	Gás natural + H ₂	Simulação 1D com variação de EGR e H ₂	Adição de H ₂ aumentou pressão máxima, HRR e BMEP; 20% EGR reduziu ganhos; NOx reduzido, HC aumentou; erro <5%
Tian, Z.; Wang, Y.; Zhen, X.; Liu, D (2022)	Motor TISI	Metanol, Etanol, n-Butanol + H ₂	Variação de H ₂ de 0–10% em 1500–2000 rpm	Ganhos de torque 6–6,6%; aumento de BMEP e HRR; redução de BSFC e emissões de CO, CO ₂ e HC; NOx aumentou
Soares (2024)	Motor SI com pré-câmara	Gasolina	Variação de volume e diâmetro da pré-câmara	Maior volume: +3,5% PMC; diâmetros menores: picos de pressão até +12,5%; BSFC reduzido com aumento de diâmetro; diâmetro impacta mais que volume
Lima (2018)	Motor SI	Gasolina	Definição de condições de contorno para modelo 3D	Determinou temperatura e pressão para alimentar simulação 3D
Assis, M., de Castro, D., Araújo Moreira, T., Rodrigues Filho, F. et al (2023)	Motor SI	Bioetanol	1D, taxas de compressão 11,5:1, 13,0:1, 15,0:1	Maior eficiência com 15:1; redução de BSFC ~4%; operação no MBT para todas as cargas e rotações

Najm, s. M.; ali, o. M.; alomar, o. R. (2023)	Motor SI	Gasolina local e padrão	Variação de taxas de compressão	Melhor desempenho com gasolina local CR 8,0; GP 8,5: +8,2% torque, +12,59% potência, -9,35% BSFC; validação com dados experimentais
Hlaing, P., Marquez, M.A., Burgos, P., Cenker, E., Houidi, M.B., & Johansson, B. (2020–2023)	Motor SI com pré- câmara	Metano, Metanol, Etanol	Simulação 1D calibrada, estudo de volume/orifícios da PC	Determinação do coeficiente de descarga, efeitos de enriquecimento, propriedades de combustível, fator λ na ignição, taxas de liberação de calor
Guo, S.; Zhang, L.; Wang, H.; Liu, Z.; Li, Y.; Chen, J. (2023)	Motor dual- fuel	Diesel, GN, H ₂	Variação de proporção de H ₂ e diesel	PCP aumentou até 20%; PCT até +9%; HRR e MPRR aumentaram; eficiência térmica caiu 1–4%; CO e HC reduzidos 34–43%, NO _x +58–73%
Teodosio, L.; Attilio, R.; Nonatelli, F. (2022)	Motor Diesel convertido para SI	Diesel + H ₂	CFD 1D e 3D, calibração experimental	Eficiência térmica reduzida 2,5%; torque mantido; aumento da pressão máxima até 28%; redução média de 67% nas emissões de NO
Avelar, F. Torres Magalhães; Rodrigues Filho, F.; Costa, R. B.; Duarte, v. F	Motor SI	Gasolina	Modelagem 1D calibrado com dados experimentais	Calibração do modelo com erros inferiores a 7%
Moreira, T., Ambrósio, P., Borghi, F., Mineti, L. (2014)	Motor SI	Gasolina	Modelagem 1D do sistema lança- chamas	Erros inferiores a 5%. Compreensão dos fenômenos de combustão em motores com sistemas de lança chamas

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

3 METODOLOGIA

3.1 Dados Experimentais

Os dados experimentais utilizados neste trabalho são oriundos de ensaios realizados por Filho (2014) em sua pesquisa de doutorado na Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Os experimentos utilizaram o motor Ford Sigma 1.6 de 16 válvulas e foram conduzidos no laboratório do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da UFMG, em uma sala equipada com bancada dinamométrica.

Conforme descrito pelo autor, o gerenciamento eletrônico da bancada efetuado pela unidade MoTeC M880, a qual apresenta resolução de 10 μ s para o tempo de injeção e 0,25° para o ângulo de ignição. Para o monitoramento das variáveis operacionais, foram utilizados os seguintes sensores: indutivos para rotação, NTC para temperatura do ar no coletor de admissão e do líquido de arrefecimento, *strain gauge* para a pressão no coletor de admissão, potenciômetros para as posições da borboleta e do pedal de aceleração, e uma sonda lambda banda larga BOSCH LSU 4.2 ($W\lambda$) para controle da razão ar-combustível.

Para medição da pressão na câmara de combustão, foi empregado o sistema *Indimodul* (AVL) por meio de um sensor piezoelétrico GU22C (25 MPa), instalado no cabeçote. A análise das emissões dos gases de escape, em fração volumétrica, foi conduzida com o equipamento HORIBA OBS 2200, capaz de analisar CO, CO₂, NO_x, hidrocarbonetos totais (THC) e vapor d'água. Para a quantificação de THC, utilizou-se um analisador de ionização de chama (FID), enquanto as concentrações de CO e CO₂ foram determinadas pelo método de infravermelho não dispersivo (NDIR).

A aquisição dos dados foi realizada sob diferentes condições de operação, definidas por níveis de torque e faixas de velocidade entre 1500 e 6000 rpm. Para cada condição foram coletados dados em distintos níveis de carga proporcional ao torque máximo do motor — incluindo 80% e 47% do torque máximo utilizados na validação do modelo deste trabalho — além do regime de plena carga. Para cada condição, foram registrados os valores de temperatura, as pressões em diferentes pontos do sistema, além dos principais parâmetros de desempenho — torque, potência, IMEP, BMEP e BSFC — bem como as emissões de poluentes.

A seleção do motor foi fundamentada em critérios como disponibilidade no mercado, o custo, possibilidade de aquisição imediata e o deslocamento volumétrico inferior a 1600 cm³, bem como fatores operacionais e geométricos. As características do Ford Sigma 1.6 16V são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2: Dados do motor o Ford Sigma 1.6 16V

Cilindrada	1596 cm ³
Número de cilindros	04 em linha
Razão de compressão:	11 : 1
Nº válvulas por cilindro:	4
Diâmetro x curso	79 x 81,4 mm
Rotação marcha lenta	750 RPM
Rotação máxima	6450 RPM
Alimentação - Combustível	Flex – Gasolina/Etanol
Alimentação – Injeção Eletrônica	BOSCH, multiponto, sequencial
Folga das válvulas de funcionamento a frio:	Aspiração: 0,17 a 0,23 mm Descarga: 0,31 a 0,37 mm
Distribuição Admissão	Início: 22° APMS Fim: 61 DPMI
Distribuição Descarga	Início: 41° ABDC Fim: 19° ATDC
Potência máxima (ABNT)/regime:	Gasolina: 110 cv / 6250 rpm Álcool: 115 cv / 5500 rpm
Torque máximo (ABNT)/regime:	Gasolina: 15,8 kgfm/ 4250 rpm Álcool: 16,2 kgfm / 4250 rpm
Eixo de comando de válvulas	Dois no cabeçote (DOHC)
Ordem de ignição dos cilindros	1-3-2-4
Tipo de ignição:	BOSCH, eletrônica digital

Fonte: Ford Motor Company Brasil, 2014 – Adaptado

3.2 Metodologia Numérica

Esta seção descreve a metodologia numérica empregada na modelagem e simulação do motor de combustão interna em estudo. O modelo foi implementado na plataforma GT-Power®, um software especializado que possibilita uma análise detalhada dos processos de combustão, transferência de calor e dinâmica dos gases no interior do motor. O programa dispõe

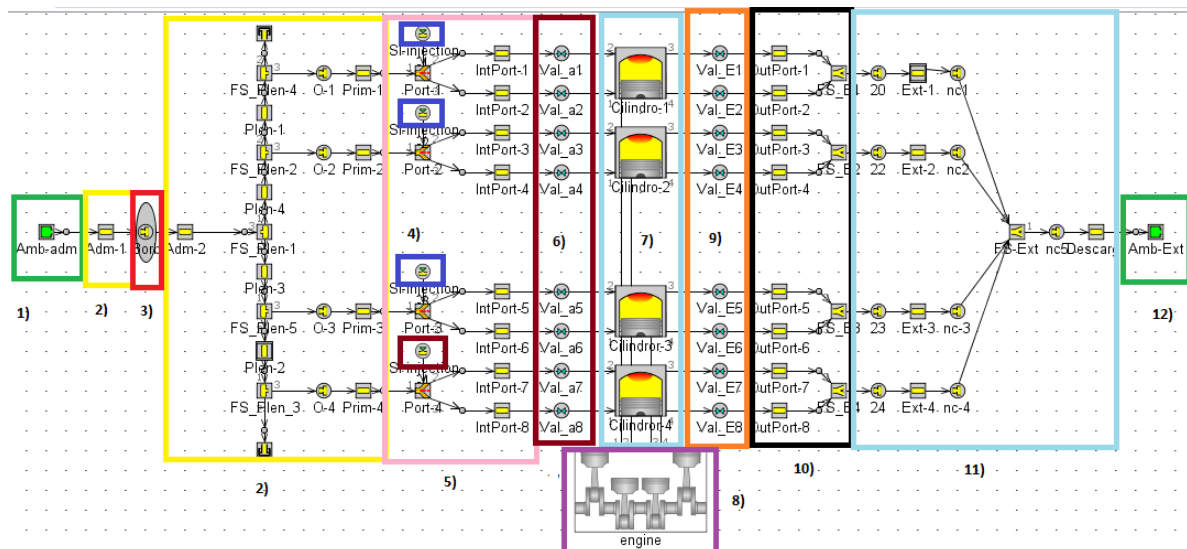
de ferramentas avançadas para a calibração de submodelos, garantindo aderência às condições de contorno fornecidas.

3.2.1 Arquitetura Do Modelo

A simulação do funcionamento do motor foi implementada no ambiente GT-Power®, por meio da solução numérica de equações físicas que descrevem os fenômenos termodinâmicos e fluidodinâmicos do ciclo, conforme apresentado no Capítulo 1 deste trabalho. A modelagem adotou uma abordagem modular, na qual os componentes do motor foram representados por blocos interconectados (Figura 3), estruturados a partir de *templates*, objetos de referência e modelos físicos pré-definidos.

A arquitetura do modelo, ilustrado na Figura 3, é composta por doze subsistemas principais: (1) condições ambientais na admissão; (2) válvula borboleta do acelerador; (3) coletor de admissão; (4) injetores de combustível; (5) pórticos de admissão; (6) válvulas de admissão; (7) cilindro; (8) conjunto bloco e virabrequim (partes mecânicas); (9) válvulas de escape; (10) pórticos de escape; (11) coletor de escape; e (12) condições ambientais na exaustão.

Figura 3: Modelo construído no Ambiente de Simulação Integrado



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Dentre esses subsistemas, o Bloco 1 corresponde ao objeto de referência *EndEnvironmental*, utilizado para especificar as condições ambientais, como pressão, temperatura e umidade do ar na entrada do coletor de admissão e na saída do escapamento do motor, além da caracterização da composição química do fluxo reverso.

O Bloco 2 refere-se à configuração da válvula borboleta, responsável pelo controle da vazão de ar para o interior do cilindro. Para esse fim, utiliza-se o objeto de referência *Throttle*.

O Bloco 3 aborda a modelagem do coletor de admissão, com a implementação do modelo de escoamento. A discretização dos dutos de admissão é realizada por meio de sua divisão em subvolumes menores, representados por tubos e divisores de fluxo. Esse processo inicia-se pela definição do comprimento de discretização.

No Bloco 4, são definidos os parâmetros relacionados à injeção de combustível por meio do objeto de referência *InjAFSeqConn*. Nesse módulo, especificam-se a vazão de combustível, o fator lambda, a quantidade de injetores por sensor, o tempo e a localização da injeção, o tipo de combustível, a fração de vaporização do fluido e a razão entre as massas de ar e de combustível.

No Bloco 5, os pórticos de admissão são configurados por meio do objeto *Intport*. Nesse módulo, especificam-se o diâmetro de entrada, coincidente com o diâmetro de saída do sistema de admissão, o comprimento do coletor, o comprimento de discretização e a rugosidade da superfície. Além disso, é possível impor a temperatura da parede e definir os coeficientes de transferência de calor associados ao processo.

No Bloco 6, são definidas as geometrias e configurações das válvulas de admissão e exaustão por meio do objeto *ValveCamConn*. Nesse módulo, definem-se os tempos de abertura das válvulas, expressos em ângulo do virabrequim, e o ponto de referência para o início da abertura, considerado neste caso como o PMS de combustão (*TDC Firing*). Também são configurados os parâmetros do perfil de elevação das válvulas em função do ângulo do virabrequim, além de outras variáveis utilizadas na calibração do modelo. Adicionalmente, são especificados o diâmetro de referência das válvulas, o coeficiente de descarga e a altura máxima de abertura das válvulas.

O Bloco 7 apresenta grande relevância, pois nele são incorporados os modelos de combustão e de transferência de calor. Além disso, é nesse bloco que se definem as temperaturas das paredes do cilindro, as quais podem ser impostas ou calculadas conforme as necessidades do modelo de combustão adotado. A configuração do cilindro é realizada por meio do objeto de referência *Engcylinder*, ao qual são adicionados os objetos de combustão *SIWiebe* (para o modelo não preditivo) e *SITurb* (para o modelo preditivo), juntamente com suas respectivas constantes. Esse objeto também permite a definição de coeficientes de ajuste fundamentais para a calibração do modelo com base em dados experimentais.

No Bloco 8, realiza-se a configuração do bloco do motor utilizando o objeto *EngineCrankTrain*. Nesse estágio, definem-se o tipo de motor, o tipo de análise a ser conduzida (por carga ou por velocidade) e o modelo de atrito a ser aplicado. A geometria do cilindro é especificada com o auxílio do objeto *EngCylGeom*, no qual são inseridas as dimensões e características geométricas relevantes. Adicionalmente, define-se a ordem de ignição dos cilindros com base nos ângulos do virabrequim, garantindo a coerência do modelo com a sequência de combustão do motor.

Os Blocos 9, 10, 11 e 12 são construídos de forma análoga aos Blocos 6, 5, 3 e 1, respectivamente.

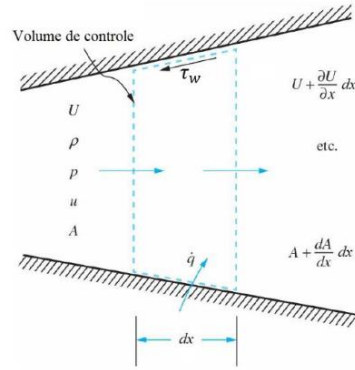
3.2.2 Modelo De Escoamento

Nesta seção, são descritos o modelo de escoamento, o método numérico e os modelos matemáticos empregados no estudo. Os modelos foram construídos, configurados e simulados no GT-ISE (*GT-Integrated Simulation Environment*). Esse ambiente, que opera em duas dimensões, possibilita a incorporação dos objetos de referência a um mapa de projeto, interligando todos os componentes do modelo, conforme demonstrado na Figura 3 (Gamma Technologies, 2016).

Para modelar o escoamento interno do fluido no motor, o software resolve as equações de continuidade, quantidade de movimento e energia (Equações 22, 23 e 24, respectivamente).

A análise é realizada de forma unidimensional ao longo da direção x , incluindo as grandezas e propriedades relevantes — energia interna (U), massa específica (ρ), pressão (P), energia interna específica (u) e área da seção transversal (A). A Figura 4 ilustra essa representação.

Figura 4: Volume de controle do escoamento para o interior do cilindro



Fonte: Heywood, 2018

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{fronteira} \dot{m} \quad (22)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{fronteira} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluido} - T_{parede}) \quad (23)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{fronteira}(\dot{m}H) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dx A}{D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (24)$$

em que:

- m é a massa contida no volume de controle [kg];
- $\dot{m}$ é a vazão mássica através da fronteira do volume de controle [kg/s];
- me é a energia total do volume de controle [J];
- p é a pressão média no volume de controle [Pa];
- V é o volume do cilindro [m³];
- $\dot{m}H$ é o fluxo de entalpia total associado à vazão mássica [W];
- h é o coeficiente de transferência de calor convectivo [W/m²·K];
- A_s é a área de troca térmica com a parede [m²];
- T_{fluido} é a temperatura média do gás [K];
- T_{parede} é a temperatura média da parede [K];

- A é a área da seção transversal [m^2];
- x é coordenada ao longo do conduto [m];
- ρ é a massa específica do fluido [kg/m^3];
- u é a velocidade média do escoamento [m/s];
- C_f é o coeficiente de atrito [adimensional];
- D é o diâmetro hidráulico do conduto [m];
- K_p é o coeficiente de perda localizada [adimensional].

A obtenção dos resultados do modelo de escoamento no interior do motor exige o fornecimento de dados de entrada obtidos experimentalmente. Esses parâmetros incluem a geometria dos sistemas de admissão e exaustão (Tabela 3), as características geométricas do motor — como diâmetro do cilindro, curso do pistão, comprimento da biela e taxa de compressão (Tabela 2) — além do coeficiente de descarga (Figura 7) e do levantamento das válvulas (*valve lift*) (Figura 6). Essas informações asseguram a precisão e a representatividade do modelo em relação às condições reais de operação (Gamma Technologies, 2016).

3.2.2.1 Método Numérico

O software resolve o fluxo com base nas Equações 22, 23 e 24, adotando o método dos volumes finitos. Nesse método, as grandezas escalares são consideradas contínuas ao longo do domínio, enquanto as variáveis vetoriais são avaliadas nas fronteiras de cada volume de controle. A discretização do escoamento permite o fracionamento do conduto em segmentos menores possibilitando a análise numérica dos fenômenos de transporte (Gamma Technologies, 2016). Para a solução das equações governantes, são impostas as seguintes condições de contorno:

- Pressão de admissão do ar;
- Temperatura de admissão do ar;
- Tempestuarias das paredes (condutos admissão, exaustão e cilindro);
- Coeficiente de descarga das válvulas, em fluxo direto e reverso;
- Taxa de injeção de combustível;
- Fator lambda;

- Velocidade de rotação do motor.

Essas condições são essenciais para definir o estado de operação do motor e garantir a convergência da solução numérica no ambiente GT-ISE.

A partir dessas condições de contorno, o software realiza a solução do escoamento por meio da integração das equações de conservação no espaço e no tempo, podendo empregar abordagens explícitas, implícitas ou quase estacionárias. Neste trabalho, adotou-se uma formulação explícita, que atualiza as variáveis primárias através da integração da derivada temporal em uma estrutura unidimensional. Essa metodologia permite prever com maior precisão as pulsações de pressão nos fluxos de ar do motor e nos sistemas de injeção de combustível.

No método explícito, os valores de pressão e temperatura em um novo instante de tempo são determinados apenas com base nos valores do subvolume em questão e de seus subvolumes vizinhos, sem requerer interações adicionais. Para garantir a estabilidade numérica, o passo de tempo deve ser limitado de modo a satisfazer a condição de Courant, conforme a Equação 25.

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0,8 * m_t \quad (25)$$

em que:

- Δt é o passo de tempo da simulação [s];
- Δx é o comprimento do elemento ou célula de malha [m];
- u é a velocidade média do escoamento [m/s];
- c é a velocidade do som no fluido [m/s];
- m_t é o fator de segurança adotado para estabilidade do modelo [Adimensional].

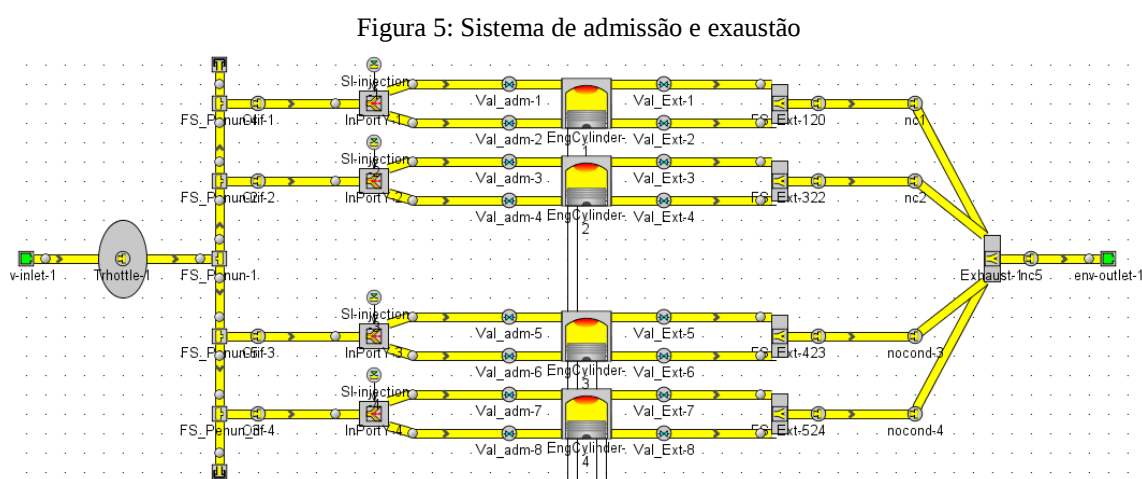
3.2.2.2 Discretização Espacial

O comprimento de discretização deve ser selecionado de forma a equilibrar a precisão do modelo e a eficiência computacional. Comprimentos excessivamente grandes podem comprometer a acurácia dos resultados, enquanto discretizações muito pequenas aumentam a

precisão, porém resultam em tempos de simulação significativamente maiores. Conforme as orientações do tutorial da Gamma Technologies (2016), recomenda-se que esse comprimento corresponda a 40% do diâmetro do sistema de admissão e a 55% do diâmetro do sistema de exaustão. Seguindo essas recomendações, os comprimentos de discretização adotados neste trabalho foram de 16 mm para o sistema de admissão e 23,1 mm para o sistema de exaustão.

3.2.2.3 Dados Geométricos Dos Condutos

O modelamento dos dutos baseia-se nos dados geométricos dos coletores de admissão e exaustão obtidos na pesquisa de Lima (2018) na Universidade Federal de Minas Gerais (Tabela 3). Nesta etapa, realizam-se algumas simplificações nas geometrias, visando reduzir a complexidade do sistema sem comprometer a representatividade do modelo. A Figura 5 ilustra ambos os sistemas, incluindo a válvula borboleta e o cilindro.



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

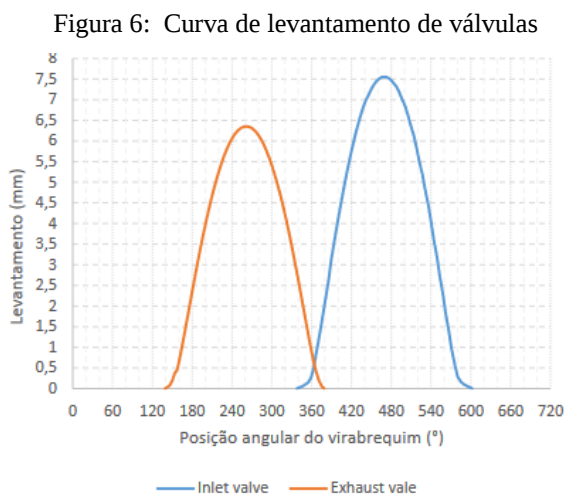
Tabela 3: Dados geométricos dos condutos

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

Fonte: Avelar, 2018

3.2.2.4 Diagrama De Válvulas

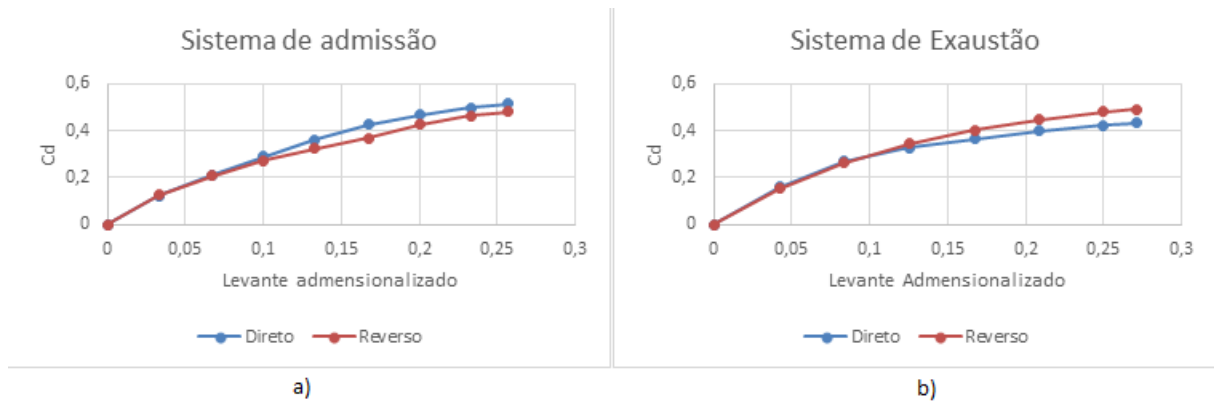
Entre os elementos fundamentais do processo de troca de gases, destacam-se as válvulas de admissão e exaustão, cujas características geométricas e cronológicas são apresentadas a seguir. As válvulas de admissão possuem diâmetro de 30,10 mm e levantamento máximo (*lift*) de 7,55 mm. Sua abertura ocorre a 22° antes do ponto morto superior (APMS) do ciclo de exaustão, enquanto o fechamento se dá a 61° depois do ponto morto inferior (DPMI) do tempo de compressão. Por sua vez, as válvulas de exaustão apresentam diâmetro de 24,1 mm e levantamento máximo de 6,35 mm. A abertura inicia-se a 41° antes do ponto morto inferior (APMI) do tempo de expansão, e o fechamento ocorre a 19° depois do ponto morto superior (DPMS) do tempo de exaustão.



Fonte: Avelar, 2018

O diagrama de válvulas do motor estudado foi obtido na dissertação de mestrado de Lima (2018), que modelou tridimensionalmente a combustão do motor adaptado com pré-câmara de combustão. Para essa finalidade, um relógio comparador foi instalado no cabeçote para registrar o perfil do came, enquanto um goniômetro foi acoplado ao motor para determinar o diagrama de válvulas em função do ângulo do virabrequim (Figura 6). Além disso, o autor calculou os coeficientes de descarga, direto e reverso, dos sistemas de admissão e exaustão, empregando uma metodologia adequada (Figura 7).

Figura 7: Coeficientes de descarga dos sistemas de a) admissão e b) exaustão



Fonte: Lima, 2018 – Adaptado

3.2.3 Modelo De Atrito

O modelo de atrito mecânico adotado baseia-se na proposta de Chen-Flyn, que correlaciona o atrito das partes móveis com a pressão no interior do cilindro, conforme apresentado na Equação (26). Esse modelo é implementado no GT-Power® por meio do objeto de referência *EngFrictionCF*. Os valores recomendados pelo manual e os adotados no modelo estão apresentados na Tabela 4.

$$FMEP = FMEP_{const} + A * PMC + BC_{p,m} + CC_{p,m}^2 \quad (26)$$

em que:

- $FMEP_{const}$ é o componente constante da pressão de atrito [pa];
- A , B e C são coeficientes empíricos ajustados experimentalmente [Adimensional];
- PMC é a pressão máxima no cilindro [pa];
- $C_{p,m}$ velocidade média do pistão [m/s].

Tabela 4: Valores sugeridos pelo manual e valores utilizados no modelo de atrito

Variável	Unidade	Intervalo	Valor utilizado
$FMEP_{const}$: Pressão constante	bar	0,3 – 0,5	Tabela 2
A : Fator de pressão de pico	Adimensional	0,004 – 0,006	0,0062
B : Fator de velocidade média	bar/(m/s)	0,08 – 0,010	0,0082
C : Fator de velocidade média ao quadrado	bar/(m/s) ²	0,0006 – 0,0012	0,00068

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Esses parâmetros podem ser ajustados com o intuito de minimizar os erros do modelo. Para garantir maior fidelidade do FMEP em todas as faixas de rotação, construiu-se um objeto de referência *RLTDependenceXYZ*, que permite variar determinados parâmetros em função de duas variáveis, mantendo assim maior consistência com os dados experimentais (Tabela 5). No caso do modelo de atrito, este objeto foi construído variando o $FMEP_{const}$ em função da rotação e da carga nominal, expressa em bar.

Tabela 5: Objeto de referência (rotação x carga) da constante de pressão do modelo de atrito

Rotação [RPM]	Carga [bar]			
	8,784	6,971	5,255	2,046
6000	0,318	0,317	0,510	0,741
5500	0,335	0,141	0,551	0,519
4500	0,360	0,311	0,450	0,555
3500	0,223	0,229	0,360	0,408
2500	0,301	0,298	0,360	0,314
1500	0,386	0,329	0,350	0,523

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

3.2.4 Modelo De Transferência De Calor

A modelagem da transferência de calor no cilindro (*EngCylinder*) e no bloco do motor (*EngCrankcase*) utiliza a combinação dos objetos, *EngCylHeatTr* e *EngCylTWallSoln* (ou *EngCylTWall*). O objeto *EngCylHeatTr*, é responsável pelo cálculo dos coeficientes de transferência de calor no interior do cilindro, empregando para isso o modelo *WoschniGT*. Para aplicação desse modelo, consideram-se o expoente de temperatura $K_2 = 0,5$ e a constante $K_1 = 3,01426$ (Equação 18). O modelo admite que, durante os processos de admissão, compressão e escape, a velocidade média dos gases é proporcional à velocidade média do pistão, definida pela Equação 19 (Gamma Technologies, 2016).

As temperaturas das paredes do cilindro, do pistão e da cabeça do cilindro são utilizadas como condições de contorno para o modelo de transferência de calor no GT-Power®. Entretanto, em virtude da complexidade inerente à obtenção experimental desses valores, tais temperaturas podem ser impostas diretamente ou calculadas pelo próprio modelo. Na configuração não preditiva adotada, os seguintes valores de temperatura foram impostos no objeto *EngCylTWall*: cabeça de cilindro (500 K), pistão (500 K), camisa do cilindro (400 K), pórtilco de admissão (400 K) e pórtilco de exaustão (550 K).

No modelo preditivo, o objeto *EngCylTWallSoln* resolve as temperaturas das paredes com base em um modelo de elementos finitos aplicado às geometrias do cilindro, do pistão e da cabeça de cilindro. Para configurá-lo, o usuário insere os parâmetros e as geometrias obtidos experimentalmente, incluindo as dimensões do pistão e da cabeça de cilindro, a posição das válvulas e a altura do domo da câmara de combustão.

Além disso, o modelo exige a importação das condições de contorno, como as temperaturas do óleo lubrificante e do líquido de arrefecimento. O usuário também fornece os coeficientes de transferência de calor associados a esses fluidos, o que permite ao modelo estimar de forma mais realista o comportamento térmico do sistema.

3.2.5 Modelo De Combustão

O GT-Power® oferece diversas alternativas para a modelagem da combustão, sendo a principal decisão a escolha entre modelos preditivos, não preditivos ou semipreditivos. Os modelos preditivos e não preditivos de combustão diferem principalmente na forma como representam o processo de queima dentro do cilindro.

Os modelos não preditivos, como o *Wiebe*, utilizam correlações empíricas ajustadas a partir de dados experimentais, exigindo calibração prévia dos parâmetros de queima para cada condição de operação do motor. Embora sejam mais simples e computacionalmente rápidos, sua precisão é limitada fora das condições para as quais foram ajustados (Kulkarni *et al.*, 2019).

Os modelos preditivos descrevem a combustão com base em fundamentos físicos e químicos, considerando aspectos como velocidade laminar de chama, turbulência e condições termodinâmicas locais. Essa abordagem permite simular cenários variados com maior fidelidade, incluindo mudanças na composição do combustível, estratégias de ignição ou geometria da câmara, mas demanda maior capacidade computacional e informações detalhadas do motor. Assim, a escolha entre os modelos depende do equilíbrio entre simplicidade, precisão e objetivo da análise (Kulkarni *et al.*, 2019).

Os modelos preditivos são teoricamente aplicáveis a todas as simulações, pois calculam a taxa de queima com base em variáveis como pressão, temperatura, razão de equivalência e fração residual. No entanto, sua aplicação prática exige um detalhamento

geométrico mais refinado do motor — especialmente do cilindro e do cabeçote — além de uma calibração consistente com dados experimentais, o que eleva o esforço computacional e aumenta o tempo de simulação. Nesse contexto, adotaram-se duas abordagens para a modelagem da combustão: o modelo não preditivo *SI-Wiebe* e o modelo preditivo *SI-Turb* (Gamma Technologies, 2016).

3.2.5.1 Modelo Não Preditivo

A implementação do modelo *SI-Wiebe* requer, inicialmente, a construção do modelo TPA, responsável por fornecer os parâmetros de combustão (MBF50, MBF10-90 e o expoente de Wiebe). Com esses parâmetros definidos e utilizando as Equações (27) a (31), o software calcula as constantes essenciais para a representação do processo de combustão no modelo não preditivo: BMC (*Burned Midpoint Constant*), BSC (*Burned Start Constant*), BEC (*Burned End Constant*), WC (*Wiebe Constant*) e SOC (*Start of Combustion*). Em seguida, a taxa de queima é determinada por meio da Equação (32), em função do ângulo do virabrequim, variando progressivamente de 0,0% a 100% ao longo do ciclo.

$$BMC = -\ln(1 - BM) \quad (27)$$

$$BSC = -\ln(1 - BS) \quad (28)$$

$$BEC = -\ln(1 - BE) \quad (29)$$

$$WC = \left[\frac{DURATION}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \right]^{-(E+1)} \quad (30)$$

$$SOC = AA - \frac{DURATION (BMC)^{1/(E+1)}}{BEC^{1/(E+1)} - BSC^{1/(E+1)}} \quad (31)$$

$$Combustão(\theta) = (CE) \left[1 - e^{-(WC)(\theta - SOC)^{(E+1)}} \right] \quad (32)$$

em que:

- AA é o ângulo de referência do início da combustão [°CA];
- θ é o ângulo instantâneo do virabrequim [°CA];

- CE é a eficiência de combustão [Adimensional].

3.2.5.2 Metodologia Do Modelo TPA

O modelo TPA desempenha papel central na calibração de modelos preditivos e não preditivos (Choi et al., 2018). Inicialmente, o modelo aplica uma taxa de queima fictícia, sem análise de pressão. A partir do segundo ciclo, a simulação direta (*forward run*) é interrompida no início de cada ciclo para calcular a taxa de queima aparente, estimada a partir das condições presentes no cilindro e do perfil de pressão medido.

Com base nesse procedimento, o modelo é construído a partir dos dados de pressão, admissão, exaustão e interna do cilindro, em função do ângulo do virabrequim, além das temperaturas médias de admissão e exaustão, do consumo de combustível e da razão ar-combustível. A calibração busca reproduzir com precisão a curva de pressão experimental, fornecendo os parâmetros necessários para a etapa subsequente de calibração do modelo de combustão.

3.2.5.3 Modelo Preditivo

O modelo *SI Turbulent Flame (SITurb)* representa os principais mecanismos da combustão em motores de ignição por centelha, abrangendo a propagação da frente de chama turbulenta, a interação chama-parede — fundamental para prever as emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC) — e os efeitos da turbulência sobre o tempo de queima (Heywood, 1988).

Nesse modelo, a taxa de queima é prevista com base em dados geométricos do cilindro, incorporados por meio do objeto *EngCylFlame*. Esse objeto permite descrever a geometria da chama, a localização e a temporização da centelha, o movimento do ar e as propriedades do combustível utilizado. Os dados experimentais são empregados para ajustar os efeitos da intensidade da turbulência, a velocidade da chama turbulenta e da escala microscópica de Taylor, por meio de multiplicadores específicos do modelo.

No objeto de referência *EngCylCombsITurb*, são inseridos dados referentes à altura do início da chama, ao tempo de centelha (*spark time*) e aos parâmetros de velocidade turbulenta e laminar, incluindo: *Flame Kernel Growth Multiplier*, *Turbulent Flame Speed Multiplier*, *Taylor Length Scale Multiplier* e *Dilution Effect Multiplier*. Para aumentar a precisão do modelo, quando disponíveis, os níveis de turbulência também podem ser adicionados no objeto *EngCylFlow*, que representa o escoamento para o interior do cilindro.

Devido à maior complexidade deste modelo, é necessário calcular a temperatura das paredes por meio de volumes finitos, utilizando o objeto *EngCylTWallSoln*. Essa abordagem proporciona maior flexibilidade na calibração do modelo, permitindo ajustá-lo de maneira mais precisa às condições específicas de operação do motor.

3.2.6 Calibração Dos Modelos De Combustão

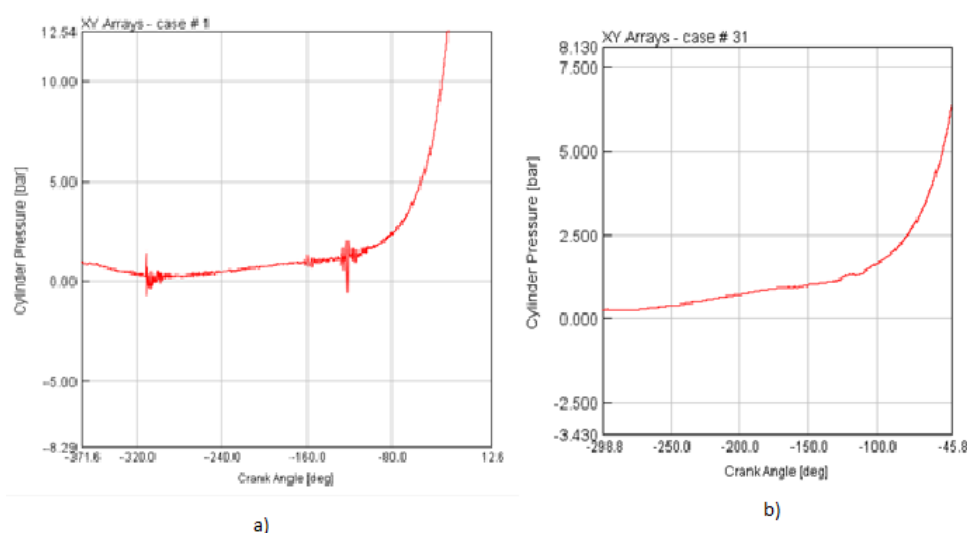
A calibração dos modelos de combustão constitui uma etapa essencial para garantir que as simulações reproduzam de forma precisa o comportamento real do motor. Nesse processo, parâmetros críticos, como taxa de queima, eficiência volumétrica, avanço de ignição e perdas térmicas são ajustados com base em dados experimentais disponíveis, incluindo medições de pressão no cilindro, consumo de combustível e emissões. A calibração permite que o modelo unidimensional represente corretamente a dinâmica da combustão, contemplando variações de carga, rotação e composição do combustível. Além disso, a validação contínua do modelo frente a resultados experimentais assegura a confiabilidade das previsões, permitindo que o modelo seja utilizado para análises de desempenho, eficiência energética e emissões de forma consistente e robusta.

3.2.6.1 Calibração do Modelo TPA

Dois *templates* do tipo *EndEnvironmentTPA* são utilizados — um para o sistema de admissão e outro para o de exaustão — com o objetivo de inserir as pressões medidas nos respectivos dutos como condições de contorno. Nesses *templates*, também se especificam as temperaturas médias dos ciclos. Além disso, emprega-se o objeto de referência *EngBurnRate* para incorporar a pressão medida no interior do cilindro em condições de regime permanente (*TPA Steady*).

Como etapa preliminar, garantiu-se que a curva de pressão experimental possuísse suavidade suficiente para evitar erros de convergência no modelo. Para a calibração, utilizou-se a curva de pressão obtida no regime WOT a 5500 rpm, a qual apresentava ruídos, especialmente na fase de admissão (Figura 8a). Esses ruídos podem estar associados a imprecisões dos equipamentos de medição. Observou-se, ainda, que em determinados ângulos do virabrequim a pressão de admissão medida assumia valores negativos. Assim, procedeu-se à suavização do sinal aplicando um filtro de média móvel de sete pontos (anteriores e posteriores), implementado no software Excel (Figura 8b).

Figura 8: a) curva de pressão experimental - b) curva de pressão experimental após a suavização



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

O primeiro passo da calibração do modelo consiste em verificar se existem pontos de queda abrupta de pressão, o que pode indicar erros na geometria dos condutos e, consequentemente, restrições ao fluxo de ar. Em seguida, procede-se à calibração da eficiência volumétrica do modelo, de modo que a massa de ar e combustível injetada se aproxime dos valores experimentais. Enquanto esses valores não estiverem dentro do intervalo aceito para a convergência do modelo, será sinalizado erro na vazão mássica, na massa de combustível ou na razão ar-combustível experimental.

A calibração da eficiência volumétrica ocorreu por meio da variação da temperatura das paredes do sistema, especialmente no duto de admissão, pois a temperatura das paredes influencia a transferência de calor, altera a densidade do ar e, consequentemente, modifica a massa de ar admitida (Ferguson; Kirkpatrick, 2016). Além disso, ajustei multiplicadores de

transferência de calor nas paredes de admissão e exaustão para reproduzir a eficiência volumétrica experimental (Tabela 6).

Após a calibração da eficiência volumétrica, os parâmetros de desempenho do modelo foram avaliados, com ênfase no IMEP. Durante a calibração energética, exibia-se um erro no multiplicador do PCI, parâmetro que deve manter-se próximo a um para garantir a consistência do modelo. Para contornar esse problema, empregou-se o *Overall Convection Multiplier* (Tabela 6), dado que o modelo subestimava a transferência de calor do motor.

Tabela 6: Multiplicadores utilizados para obter a eficiência volumétrica do modelo TPA

PARÂMETRO	VALOR
Overall Convection Multiplier	1,32
Heat Transfer Multiplier - intake	0,5
Heat Transfer Multiplier - exhaust	0,5

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

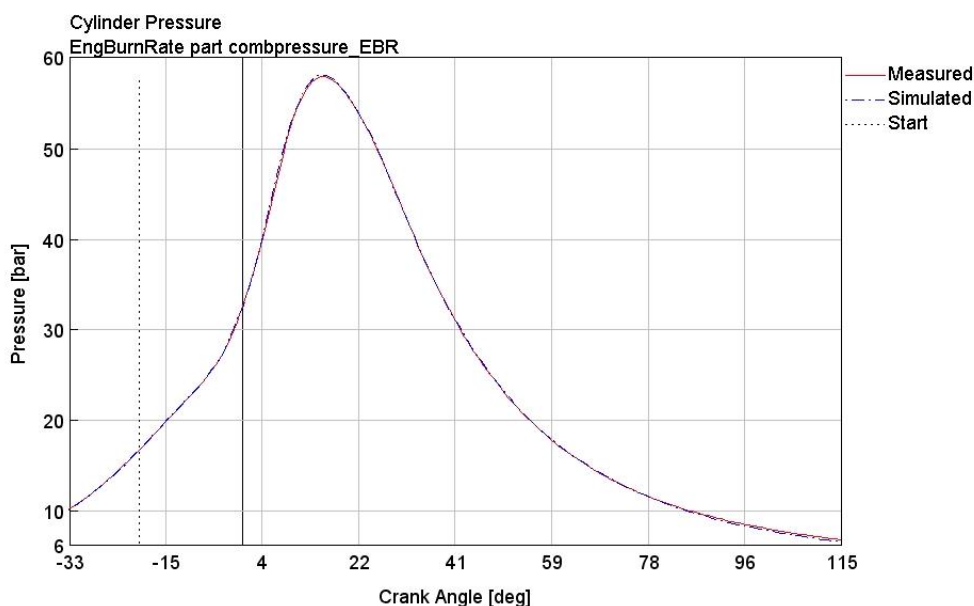
Todos esses passos foram conduzidos em conjunto com a avaliação contínua da curva de pressão, pois, mesmo na ausência de erros na análise de inconsistências, o modelo pode divergir dos dados experimentais devido ao acúmulo de imprecisões (Gamma Technologies, 2016). O modelo desenvolvido apresentou boa aderência à curva de pressão experimental (Figura 9), assegurando a confiabilidade da etapa seguinte. Os parâmetros empregados na calibração do modelo de Wiebe — MBF50, MBF10-90 e o expoente de Wiebe (WE) — encontram-se listados na Tabela 7, servindo como base para a caracterização final da taxa de queima.

Tabela 7: Parâmetros do modelo Wiebe retirados do modelo TPA

PARÂMETRO	TPA	AJUSTADO
MBF50	10	13
MBF10-90	26	26
WE	2	2

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 9: Curva de pressão experimental e simulada no TPA



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

3.2.6.2 Calibração Do Modelo Não Preditivo

A natureza simplificada do modelo exige a calibração de determinadas constantes físicas para aprimorar a representação do processo de combustão e minimizar os desvios entre os resultados simulados e os dados experimentais. Nessa etapa, utilizam-se o IMEP e a temperatura dos gases de exaustão como variáveis de referência, pois ambas estão diretamente vinculadas à eficiência térmica do motor e, em geral, são afetadas pelos mesmos parâmetros operacionais. Assim, qualquer ajuste no IMEP tende a se refletir em variações correspondentes na temperatura dos gases de exaustão. Além disso, essas variáveis mantêm relação estreita com a eficiência volumétrica do motor. Dessa forma, a calibração precisa do IMEP torna-se essencial para garantir resultados de convergência adequados no modelo (Gamma Technologies, 2016).

A calibração do modelo foi realizada em duas faixas de rotação, 2500 rpm e 5500 rpm, sob regime WOT. O procedimento seguiu os mesmos passos aplicados na calibração do modelo TPA. No objeto de referência *EngCylCombSIWiebe* foram configurados os parâmetros MBF50, MBF10-90 e o expoente de *Wiebe*, utilizados na caracterização do processo de combustão. Realizou-se um ajuste no valor do MBF50 (Tabela 7), pois a definição inicial de 10° elevava o pico de pressão em baixas rotações ao antecipar o início efetivo da combustão.

Para harmonizar os picos de pressão máxima entre as diferentes faixas de rotação, o ângulo foi recalibrado para 13°. As temperaturas das paredes foram impostas de acordo com os valores descritos na Seção 3.7.4, com o objetivo de obter uma eficiência volumétrica próxima à experimental e, assim, garantir a correta admissão de ar e combustível no cilindro.

Após a calibração da eficiência volumétrica, procedeu-se à calibração do IMEP por meio do ajuste dos multiplicadores de transferência de calor. Para o motor estudado, utilizou-se o *Overall Convection Multiplier* como parâmetro de correção do IMEP. No modelo de combustão *Wiebe*, foi necessário empregar um multiplicador de transferência de calor que aumentasse a taxa em aproximadamente 30%, uma vez que o modelo apresentava subestimação nesse aspecto. Essa discrepância pode estar associada ao fato de as temperaturas da parede impostas ao modelo serem superiores às obtidas experimentalmente, o que reduz o gradiente térmico entre os gases e as paredes do cilindro, resultando em menor taxa de transferência de calor (Šarić; Basara; Žunič, 2017).

A calibração do modelo, conduzida dentro da faixa de erro aceitável de 5% (Tabela 10), não demandou a aplicação de multiplicadores adicionais disponíveis no software. Concluída essa etapa, procedeu-se à validação do modelo em duas condições operacionais, 80% e 47% do torque máximo, tomando como referência o erro entre os resultados experimentais e numéricos, com ênfase nos parâmetros de desempenho, no consumo e na eficiência volumétrica.

Após a calibração com os dados experimentais, o modelo passa a estimar a taxa de queima de combustível e a prever a pressão no interior do cilindro em diferentes condições de operação. Além disso, permite determinar o avanço de ignição ideal, o torque máximo para uma dada condição, o consumo específico de combustível e os efeitos de variações no fator lambda, na composição da mistura de combustíveis, entre outros parâmetros relevantes.

3.2.6.3 Calibração do modelo preditivo

O método de calibração do modelo preditivo sugerido no manual do usuário baseia-se em um processo de otimização que identifica o melhor conjunto de constantes do modelo para

descrever o processo de combustão. Para isto utiliza como referência a curva de pressão, dados de turbulência, fração residual de gases e emissões.

No entanto, o presente trabalho propõe uma abordagem alternativa que dispensa o uso da curva de pressão, visando verificar a possibilidade de obter resultados consistentes sem a necessidade dessa medição. Para isso, adotou-se um método que utiliza exclusivamente dados de desempenho, por meio da variação de quatro parâmetros do modelo de combustão turbulenta: *Dilution Effect Multiplier* (DEM), *Flame Kernel Growth Multiplier* (FKGM), *Turbulent Flame Speed Multiplier* (TFSM) e *Taylor Length Scale Multiplier* (TLSM). A calibração consistiu em analisar sistematicamente a resposta do modelo às alterações desses multiplicadores no processo de combustão.

Para realizar esta avaliação, é imprescindível o conhecimento da influência de cada parâmetro nos processos termodinâmicos envolvidos na combustão. O DEM quantifica os efeitos dos gases residuais e da recirculação na velocidade laminar da chama (Gamma Technologies, 2016). O aumento da quantidade desses gases reduz a velocidade laminar, pois diminui o poder calorífico por unidade de massa da mistura, reduzindo, consequentemente, a temperatura adiabática da chama (Heywood, 1988). Com base na Equação 17, observa-se que o aumento do DEM intensifica a diluição dos gases, reduzindo a velocidade de propagação da chama e, por consequência, a eficiência da combustão, devido à menor taxa de propagação da frente de chama iniciada pela centelha.

O FKGM é utilizado para ajustar o valor calculado da taxa de crescimento do núcleo de chama, favorecendo um desenvolvimento mais consistente da combustão e garantindo uma transição mais eficiente do regime laminar para o turbulento (Gamma Technologies, 2016). Esse ajuste permite que a queima ocorra de forma mais rápida, demandando um menor avanço de ignição para posicionar o pico de pressão máxima próximo ao PMS. Esse parâmetro controla, principalmente, o momento em que a energia começa a ser liberada, possibilitando uma combustão mais completa e eficiente (Heywood, 1988). Portanto, assegurar que este multiplicador esteja devidamente calibrado é essencial para maximizar o aproveitamento energético do combustível admitido.

O TFSM modifica a velocidade da chama turbulenta, que é a velocidade com que a frente de chama se propaga na mistura ar-combustível sob efeitos de turbulência. Segundo Heywood (1988), a velocidade da chama turbulenta controla diretamente a rapidez e a uniformidade da combustão, afetando o tempo de queima e controlando indiretamente a taxa de liberação de calor do combustível.

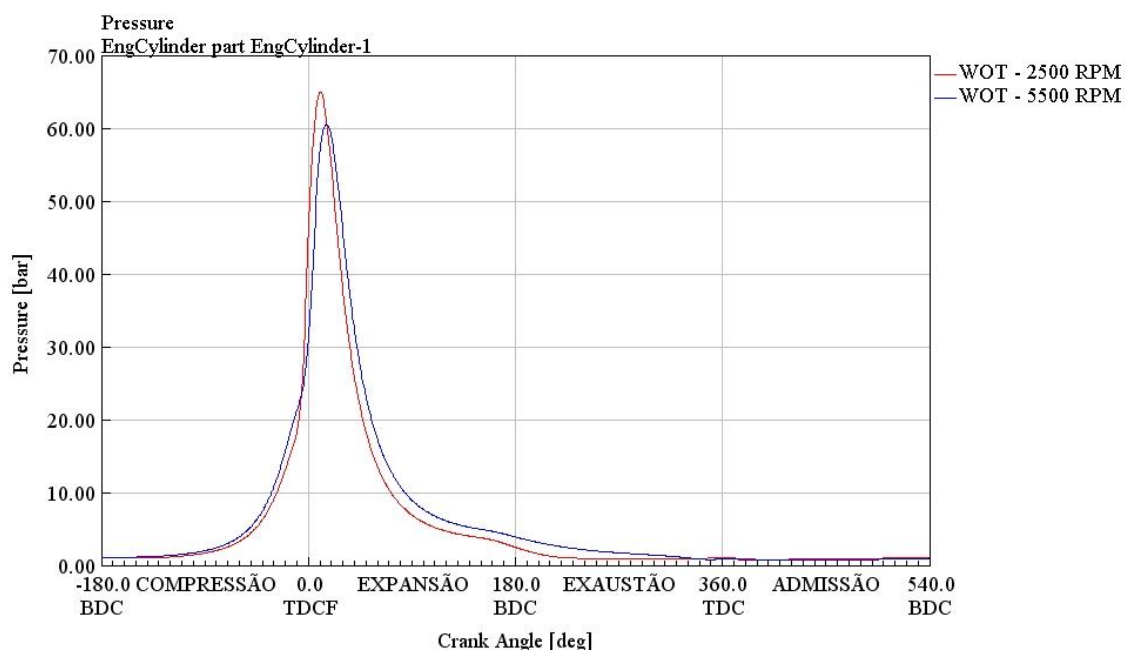
O TLSM atua sobre a turbulência das massas queimada e não queimada, simulando a formação de redemoinhos (Gamma Technologies, 2016). Valores mais altos desse multiplicador simulam redemoinhos de maior escala, ampliando a interação entre a chama e a turbulência e potencialmente elevando a velocidade de combustão (Poinsot; Veynante, 2005). Por outro lado, valores mais baixos simulam redemoinhos menores, reduzindo a taxa de queima. Desse modo, o TLSM é empregado para ajustar o tempo de combustão do motor.

Para iniciar o processo de calibração, sem a etapa de otimização dos parâmetros, o programa foi executado com todas as constantes configuradas com valor unitário. Nessa condição inicial, os valores de IMEP, eficiência volumétrica (EV) e consumo específico apresentaram desvios dentro da margem de erro de 5%. No entanto, observou-se que a pressão máxima em 2500 rpm foi superior à registrada em 5500 rpm (Figura 10), o que pode indicar um início de combustão antecipado em relação ao observado experimentalmente. Essa hipótese foi verificada por meio da análise do parâmetro MBF50, que apresentou valores de 2,02° e 9,40° para 2500 rpm e 5500 rpm, respectivamente.

Partindo do princípio de que motores de combustão interna otimizados apresentam MBF50 próximo a 8° após o PMS (Heywood, 2018), verifica-se que o modelo em estudo não se encontra devidamente calibrado em relação ao início e à duração da combustão em regime de baixa rotação.

Diante disso, conduziu-se uma análise de sensibilidade dos referidos parâmetros, com o objetivo de quantificar a sua influência sobre o resultado da massa queimada. A análise foi realizada com uma variação de $\pm 10\%$ nos valores de entrada, cujos resultados se encontram apresentados na Tabela 8.

Figura 10: Curva de pressão numérica em WOT nas rotações de 2500 rpm e 5500 rpm



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 8: Análise de sensibilidade dos multiplicadores de chama nos parâmetros de combustão

PARÂMETRO	ROTAÇÃO	2500 RPM		5500 RPM	
	VALOR	MBF50 [°]	MB10-90 [°]	MBF50 [°]	MB10-90 [°]
FKGM	0,9	2,46	18,46	10,20	22,43
	1,1	1,69	18,13	8,72	21,86
TLSM	0,9	1,09	18,28	8,00	21,94
	1,1	2,97	18,30	9,40	22,10
TFSM	0,9	3,42	20,50	11,55	25,08
	1,1	0,91	16,41	7,64	19,74
DEM	0,9	1,60	17,92	9,11	21,37
	1,1	2,76	18,24	10,09	21,64

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Por meio dessa análise, verificou-se que a redução do FKGM retarda o início da combustão, com efeito mais significativo em baixas rotações. De forma análoga, o aumento do TLSM também provoca atraso no início da combustão, mais pronunciado em regimes de baixa rotação. A redução do TFSM resulta em efeito similar, igualmente mais intenso em baixas rotações. Por fim, constatou-se que o aumento do DEM produz o mesmo efeito de retardamento.

Com base no entendimento obtido na análise preliminar, procedeu-se à variação individual de $\pm 10\%$ em cada parâmetro, e os resultados foram avaliados em termos de

desempenho e MBF50. O modelo foi considerado devidamente calibrado quando os erros de desempenho permaneceram inferiores a 5% em relação aos dados experimentais, e os valores de MBF50 situaram-se dentro da faixa de $\pm 1^\circ$ em relação às especificações estabelecidas por Heywood (2018) para motores otimizados.

Após a calibração, o motor apresentou valores de MFB50 de $10,54^\circ$ a 2550 rpm e $9,70^\circ$ a 5500 rpm, em conformidade com o comportamento termodinâmico esperado, segundo o qual o ponto médio da combustão tende a ocorrer mais cedo conforme a rotação aumenta (Heywood, 1988). As constantes finais obtidas no processo de calibração estão reunidas na Tabela 9.

Para validar a capacidade da metodologia proposta em representar a curva de pressão no cilindro, realizou-se uma comparação direta entre os resultados simulados pelo modelo e os dados experimentais medidos. A concordância entre as curvas de pressão preditas e observadas experimentalmente, sob diferentes condições de operação, é apresentada nas Figuras 14 e 15.

Tabela 9 - Multiplicadores de calibragem

MULTIPLICADOR	MÍNIMO	MÁXIMO	MODELO
DEM	0,5	3,0	1,5
FKGM	0,5	3,0	0,9
TFSM	0,5	3,0	0,8
TLSM	0,5	3,0	1,0

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

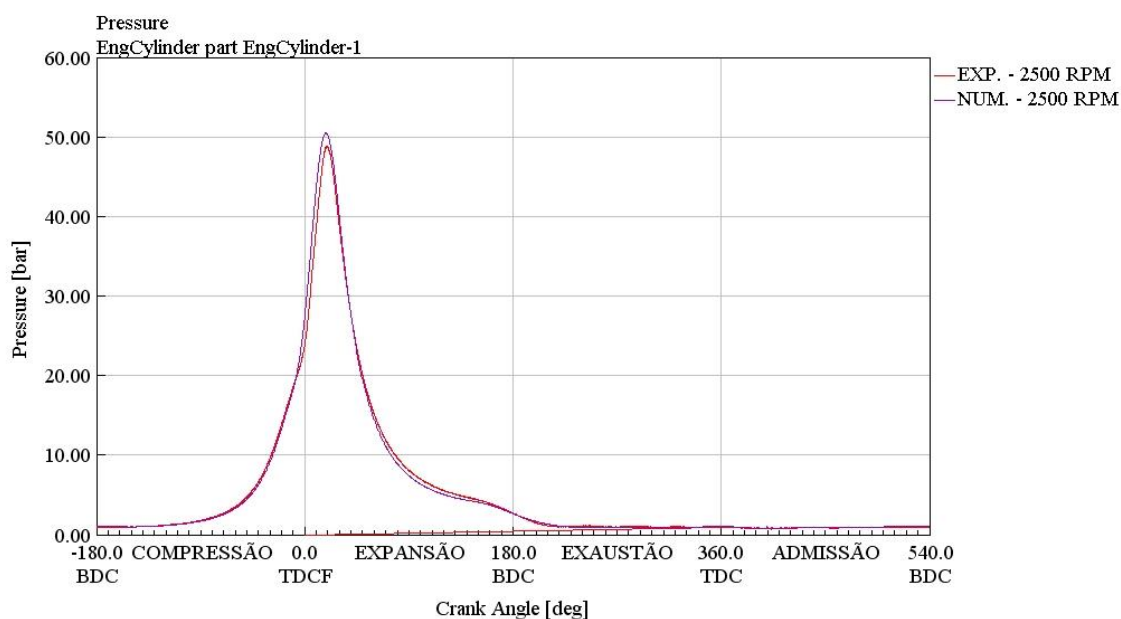
4 RESULTADOS

Neste capítulo, apresentam-se os resultados da calibração dos dois modelos propostos, suas validações em duas condições de carga (80% e 47% do torque máximo do motor) e uma análise comparativa do desempenho obtido por cada modelo.

4.1 Resultados Da Calibração Do Modelo Não Preditivo

As Figuras 11 e 12 apresentam a pressão no cilindro para 2500 rpm e 5500 rpm, mostrando boa correlação entre os resultados do modelo *Wiebe* e os dados experimentais. O modelo apresenta pequenas variações na pressão máxima devido às incertezas na calibração. A 5500 rpm, a pressão máxima prevista é de 57,01 bar, enquanto a experimental é 57,93 bar, resultando em erro de 1,59%. A 2500 rpm, a pressão máxima prevista é de 48,75 bar contra 50,59 bar experimental, correspondendo a um erro de 3,77%.

Figura 11: Comparação entre as curvas de pressão experimental e numérica do modelo Wiebe a 2500 RPM

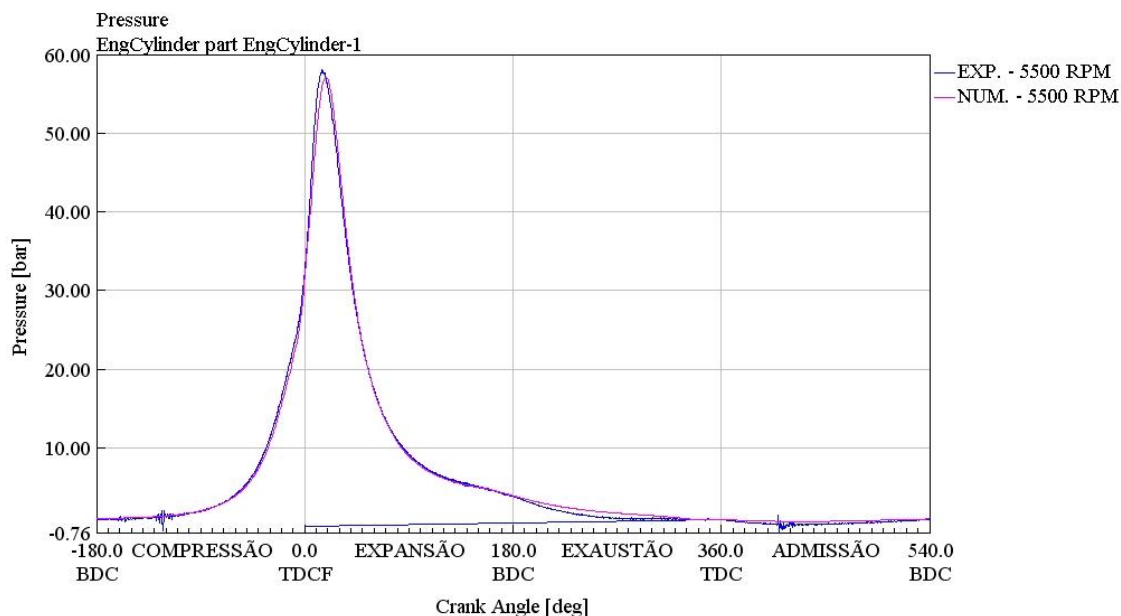


Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Após o pico de pressão, as curvas decaem de forma alinhada com os dados experimentais. Entretanto, a 2500 rpm, a curva prevista decai mais rapidamente. Esse comportamento pode estar associado a subestimativa do pico de pressão e pode indicar valores superestimados da taxa de transferência de calor ou discrepâncias na modelagem da fase de

expansão (Heywood, 1988). Embora existam erros na representação da curva de pressão, estes encontram-se dentro dos valores usuais para este tipo de estudo (Stone, 1999).

Figura 12: Comparação entre as curvas de pressão experimental e numérica do modelo Wiebe a 5500 RPM



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

A validação da taxa de liberação de calor é corroborada pelos parâmetros de desempenho do motor, listados na Tabela 10. Em consonância com a análise da curva de pressão, os resultados simulados exibem maior aderência aos dados experimentais a 5500 rpm, com erros inferiores a 2%. A 2500 rpm, os valores permanecem dentro da faixa de erro aceitável para simulações numéricas, embora sejam mais elevados nos parâmetros de consumo, notavelmente no BSFC, que apresenta erro de -4,33%.

Tabela 10: Resultados da calibração do modelo não preditivo Wiebe

Rotação [rpm]	Parâmetros de desempenho	BSFC [kg/kWh]	IMEP [bar]	Torque [Nm]	Potência [kW]	EV [%]	Fluxo de ar [kg/h]	Fluxo combustível [g/h]
5500	Experimental	271,40	11,27	128,60	74,07	89,59	260,00	20102
	Simulado	266,50	11,40	130,20	75,00	89,90	258,37	19998
	Erro (%)	1,80%	-1,13%	-1,24%	-1,25%	-0,35%	0,47%	0,52%
2500	Experimental	245,20	10,47	123,00	32,19	76,43	99,00	7892
	Simulado	255,80	10,47	122,90	32,20	79,40	103,57	8220
	Erro (%)	-4,33%	0,04%	0,05%	-0,04%	-3,89%	-4,23%	-4,15%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Essa discrepância é atribuível à natureza quasi-estacionária do modelo de *Wiebe*, que presume homogeneidade da mistura ar-combustível (Sughayyer, 2016). Em regimes de baixa rotação, a redução da turbulência intensifica a influência de gradientes de concentração e recirculação de gases, fenômenos não capturados adequadamente pelo modelo, resultando em subestimação da eficiência volumétrica e das vazões mássicas (Heywood, 1988). Em conjunto com a maior necessidade do consumo, para garantir a geração de energia. Contudo, parâmetros termodinâmicos como IMEP, torque e potência mantêm erros pequeno, reafirmando a robustez do modelo para análise do trabalho líquido do ciclo.

4.2 Validação Do Modelo Não Preditivo

Nesta seção, serão analisados os resultados da validação do modelo em dois regimes de carga (80% e 47% do torque máximo), representados nas Tabelas 11 a 18, que apresentam os principais parâmetros de desempenho do motor para as condições de torque máximo especificadas.

Tabela 11: Resultados de torque e potência do modelo Wiebe (80%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 80% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	Potência [kW]			Torque [Nm]			Torque Indicado [Nm]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	70,66	71,10	-0,62%	112,46	113,20	-0,65%	124,00	125,20	-0,97%
5500	64,55	65,20	-1,00%	112,07	113,30	-1,10%	123,20	124,90	-1,38%
4500	52,67	53,00	-0,63%	111,76	112,50	-0,66%	122,20	123,40	-0,98%
3500	41,18	41,40	-0,53%	112,36	112,90	-0,48%	120,20	121,20	-0,83%
2500	29,31	29,50	-0,66%	111,95	112,90	-0,85%	120,10	121,40	-1,08%
1500	17,50	17,40	0,59%	111,41	111,00	0,37%	120,20	120,20	0,00%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 12: Resultados de torque e potência do modelo Wiebe (47%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 47% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	Potência [kW]			Torque [Nm]			Torque Indicado [Nm]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	42,10	43,90	-4,28%	67,00	69,90	-4,32%	79,50	82,90	-4,28%
5500	38,57	40,00	-3,72%	66,96	69,40	-3,64%	78,50	82,00	-4,46%
4500	31,56	31,80	-0,75%	66,97	67,50	-0,79%	76,30	78,30	-2,62%
3500	24,42	24,70	-1,16%	66,63	67,30	-1,01%	74,80	76,00	-1,60%
2500	17,46	17,40	0,32%	66,66	66,60	0,08%	72,70	74,60	-2,61%
1500	10,43	10,30	1,22%	66,38	65,30	1,63%	73,40	72,70	0,95%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

De forma geral, observa-se que, em ambas as condições, o modelo demonstrou capacidade de prevê o desempenho do motor em termos de torque e potência, com erros inferiores a 5% em todas as rotações avaliadas (Tabelas 11 e 12). A análise dos dados revela que a precisão do modelo está fortemente associada ao regime de carga. Enquanto em 80% do torque máximo os erros mantiveram-se inferiores a 1,4%, em 47% do torque máximo os erros atingiram até -4,46% no torque indicado.

Este comportamento sugere uma limitação do submodelo de atrito em condições de carga parcial (Tabelas 13 e 14), possivelmente devido à não linearidade dos fenômenos de fricção em função da carga e da rotação (Guzzella; Onder, 2010). Não obstante, o modelo manteve erros inferiores a 5% em todos os pontos analisados, atendendo aos critérios de validação estabelecidos para modelos não preditivos, demonstrando a capacidade do modelo em representar o trabalho mecânico útil do motor nas condições testadas.

Tabela 13: Resultados de IMEP, BMEP e FPME e potência do modelo Wiebe (80%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 80% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	IMEP 720 [bar]			BMEP [bar]			FMEP [bar]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	9,79	9,86	-0,75%	8,84	8,90	-0,70%	0,948	0,95	-0,21%
5500	9,72	9,84	-1,20%	8,81	8,90	-1,05%	0,915	0,92	-0,52%
4500	9,64	9,72	-0,80%	8,78	8,90	-1,33%	0,86	0,86	-0,01%
3500	9,48	9,54	-0,59%	8,83	8,90	-0,79%	0,653	0,65	0,51%
2500	9,47	9,56	-0,90%	8,80	8,90	-1,16%	0,676	0,67	0,90%
1500	9,48	9,46	0,23%	8,76	8,70	0,64%	0,726	0,72	0,81%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 14: Resultados de IMEP, BMEP e FPME e potência do modelo Wiebe (47%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 47% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	IMEP 720 [bar]			BMEP [bar]			FMEP [bar]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	6,27	6,53	-4,14%	5,27	5,50	-4,45%	1,00	1,03	-2,51%
5500	6,19	6,46	-4,28%	5,26	5,50	-4,51%	0,97	0,99	-2,59%
4500	6,01	6,16	-2,42%	5,26	5,30	-0,70%	0,75	0,79	-4,86%
3500	5,90	5,99	-1,49%	5,24	5,30	-1,22%	0,67	0,69	-3,65%
2500	5,74	5,88	-2,48%	5,24	5,20	0,73%	0,61	0,63	-4,13%
1500	5,79	5,73	1,08%	5,22	5,10	2,24%	0,58	0,59	-2,48%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Em carga mais alta (80%), o IMEP apresentou erros inferiores a 1,2% para todas as faixas de rotação avaliadas, indicando que o modelo está termodinamicamente consistente e é capaz de capturar adequadamente a conversão de energia química em trabalho no cilindro (Tabela 13). Em carga mais baixa (47%) (Tabela 14), os erros são mais significativos, com valor máximo de -4,28%, o que, embora ainda dentro da faixa de erro aceitável, indica que o modelo possui maior dificuldade em representar com precisão os processos de combustão em condições de carga reduzida.

A avaliação do BMEP em alta carga confirma a maior fidelidade na previsão do IMEP e FMEP, com erros inferiores a 1,33% (Tabela 13). Em carga mais baixa, os erros do BMEP apresentaram maior variabilidade, atingindo até -4,51%. Essa maior discrepância está diretamente associada aos erros acumulados dos submodelos que preveem o IMEP e FMEP para essa condição de operação.

Tabela 15: Resultados de BSFC, Fluxo de combustível e fluxo de ar do modelo Wiebe (80%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 80% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	BSFC [kg/kWh]			Fluxo de combustível [g/h]			m ar [kg/h]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	279,40	269,40	3,58%	19743,42	19008	3,72%	263,29	253,57	3,69%
5500	276,04	269,00	2,55%	17819,49	17424	2,22%	233,66	228,43	2,24%
4500	259,42	257,10	0,90%	13662,84	13500	1,19%	181,18	179,15	1,12%
3500	251,85	249,90	0,77%	10371,38	10290	0,78%	138,18	137,17	0,74%
2500	241,20	243,20	-0,83%	7069,05	7110	-0,58%	97,17	97,76	-0,61%
1500	244,89	259,90	-6,13%	4286,56	4500	-4,98%	58,07	60,98	-5,00%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 16: Resultados de BSFC, Fluxo de combustível e fluxo de ar do modelo Wiebe a (47%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 47% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	BSFC [kg/kWh]			Fluxo de combustível [g/h]			Fluxo de ar [kg/h]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	313,63	291,60	7,02%	13203	12816	2,93%	179,13	173,78	2,98%
5500	309,93	296,00	4,50%	11953	11418	4,48%	160,75	155,97	2,97%
4500	289,02	275,00	4,85%	9122	8694	4,70%	123,07	119,54	2,87%
3500	271,21	267,10	1,52%	6622	6594	0,43%	91,16	91,26	-0,12%
2500	262,07	258,30	1,44%	4575	4500	1,63%	64,29	64,58	-0,44%
1500	270,75	279,00	-3,05%	2823	2862	-1,38%	38,96	39,50	-1,38%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

As Tabelas 15 e 16 apresentam os resultados de consumo do motor. Verifica-se que na carga mais alta (80%), o modelo apresenta erros inferiores a 1% nas rotações de 2500 a 4500 rpm, demonstrando precisão na faixa de rotações médias. Entretanto, nos limites inferior e superior de rotação, os erros tornam-se mais elevados, atingindo -6,13% a 1500 rpm (superestimava do BSFC) e 3,58% a 6000 rpm (subestimativa do BSFC). Nota-se que em rotações mais baixas o modelo tende a superestimar o consumo específico, enquanto em rotações mais altas esse consumo é subestimado. Este padrão repete-se consistentemente para o fluxo de ar e combustível.

Na condição de carga parcial (47%), verifica-se a mesma tendência de erros, porém com magnitudes superiores. A maior discrepância ocorre na rotação mais elevada, atingindo 7,02% a 6000 rpm. Os resultados de consumo específico (BSFC) evidenciam as limitações do modelo em representar o processo de combustão em regimes de baixa carga e alta rotação – onde se observa um erro negativo no BSFC, indicando que o modelo superestima a liberação de calor ou subestima as perdas térmicas. Essas discrepâncias serão discutidas em detalhe na análise de eficiência térmica. Em contraste, em rotações mais baixas sob carga parcial (47%), o modelo apresenta tendência oposta, com erro positivo de 3,05% a 1500 rpm.

Tabela 17: Resultados de eficiência volumétrica e eficiência térmica do modelo Wiebe a (80%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 80% DO TORQUE MÁXIMO						
Rotação RPM	Eficiência volumétrica			Eficiência térmica		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	84,16%	81,60%	3,04%	32,54%	33,75%	-3,71%
5500	81,44%	80,20%	1,52%	32,93%	33,80%	-2,62%
4500	77,42%	77,00%	0,54%	35,04%	35,36%	-0,90%
3500	76,15%	75,70%	0,59%	36,10%	36,38%	-0,78%
2500	75,16%	76,20%	-1,38%	37,69%	37,38%	0,82%
1500	75,08%	79,10%	-5,35%	37,12%	34,98%	5,77%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 18: Resultados de eficiência volumétrica e eficiência térmica do modelo Wiebe a (47%)

MODELO NÃO PREDITIVO - 47% DO TORQUE MÁXIMO						
Rotação RPM	Eficiência volumétrica			Eficiência térmica		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	num	erro
6000	57,56%	55,40%	3,76%	28,99%	31,18%	-7,55%
5500	56,24%	54,30%	3,44%	29,33%	30,71%	-4,71%
4500	52,76%	50,90%	3,53%	31,45%	33,06%	-5,10%
3500	50,32%	50,00%	0,63%	33,52%	34,04%	-1,54%
2500	49,72%	49,80%	-0,17%	34,69%	35,20%	-1,46%
1500	50,29%	50,70%	-0,81%	33,58%	32,67%	2,71%

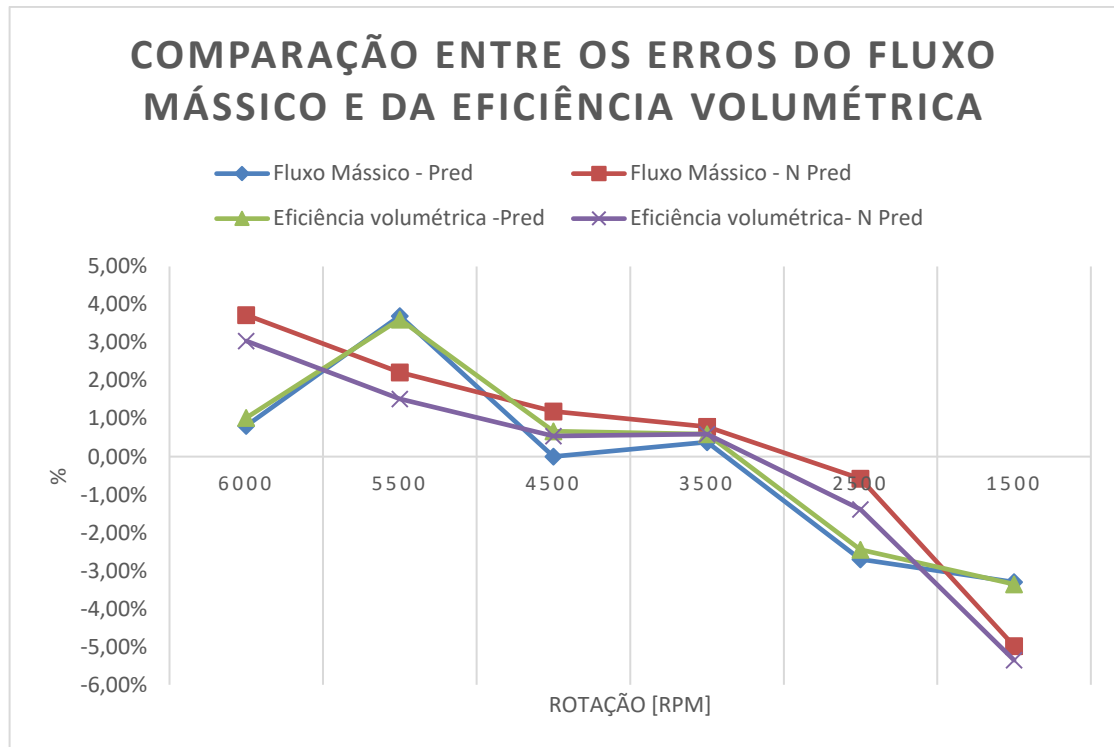
Fonte: Elaborada pelo próprio autor

A partir da análise dos resultados apresentados nas Tabelas 17 e 18, verifica-se que a eficiência volumétrica é estimada com boa consistência, apresentando erro máximo de 3,76% a 6000 rpm em 47% do torque máximo e de -5,35% a 1500 rpm em 80% do torque máximo, indicando esta última rotação como um ponto crítico. Esses resultados mostram que, em condições de carga mais baixa e rotações nos limites inferiores e superiores, o modelo tende a apresentar maior incerteza na previsão da eficiência volumétrica.

Na carga mais elevada (80%), os resultados da eficiência volumétrica confirmam a limitação do modelo em representar o fluxo mássico nos limites de rotação. O modelo apresenta erros reduzidos (inferiores a 0,60%) em rotações médias (3500-4500 rpm), os quais aumentam significativamente com a diminuição ou aumento da velocidade de rotação. Em contraste, em carga parcial (47%), a eficiência volumétrica é representada com maior fidelidade nas rotações mais baixas e com maior incerteza nas rotações mais elevadas.

A análise identificou um ponto crítico a 1500 rpm e 80% de carga, com erro de -5,35%, indicando uma superestimava da eficiência volumétrica. O erro na eficiência volumétrica está relacionado, principalmente, ao erro no fluxo mássico, como pode ser observado na Figura 13. Isso ocorre devido à necessidade de ajustar o fluxo de combustível. Uma vez que a relação ar-combustível permanece constante, um maior fluxo de ar é requerido para assegurar a queima correspondente do combustível. Consequentemente, garante-se que a potência numérica apresente erros mínimos.

Figura 13: Erro na eficiência volumétrica versus erro no fluxo mássico – 80% do torque máximo



Fonte: Fonte elaborada pelo próprio autor

Quanto à eficiência térmica, observam-se erros mais significativos, particularmente em condições de alta rotação e baixa carga, onde se registra um erro de -7,55% a 6000 rpm. Esta discrepância sugere que o modelo superestima a eficiência da combustão em regime de carga parcial e alta velocidade, possivelmente devido à não consideração adequada de perdas térmicas ou à superestimava da completude da combustão nestas condições (Kutlar; Arslan; Calik, 2005).

Em contraste, a 1500 rpm e 80% de carga, o erro de 5,77% na eficiência térmica indica que o modelo subestima a eficiência da combustão nessa condição. Essa discrepância pode estar associada à superestimação das perdas térmicas para as paredes do cilindro ou à incapacidade do modelo de capturar integralmente a eficiência da combustão em regimes de baixa velocidade e alta carga (Depcik *et al.*, 2023). Além disso, análise da eficiência térmica corrobora a necessidade de maior fluxo de combustível nesse regime operacional, resultando em aumento do consumo específico.

4.2.1 Considerações Sobre O Modelo Não Preditivo

O modelo não preditivo apresentou boa fidelidade na representação dos parâmetros de desempenho nas duas cargas avaliadas, embora tenha apresentado erros maiores em condições de operação com velocidades de rotação mais baixas e mais altas (1500 rpm e 6000 rpm). Esse comportamento pode ser explicado pela natureza empírica da equação de *Wiebe*, na qual os parâmetros de combustão são mantidos constantes. Contudo, a duração da combustão tende a aumentar com a elevação da rotação – fator não contemplado pelo modelo de *Wiebe* em sua formulação padrão. Quando o tempo de combustão é subestimado, a taxa de liberação de calor simulada torna-se mais rápida que a experimental, resultando em superestimava de torque e potência, conforme observado a 6000 rpm. Inversamente, quando superestimado, a combustão é mais lenta, produzindo o efeito oposto (Heywood, 1988).

Em baixas rotações, os níveis de turbulência no interior da câmara são reduzidos, resultando em menor velocidade de chama e, conseqüentemente, em uma combustão mais lenta com taxa de liberação de calor atenuada. Essa condição requer um expoente de forma distinto daquele utilizado para combustão rápida e turbulenta. A inadequação deste parâmetro para diferentes regimes de turbulência acarreta erros na previsão da pressão indicada e, por conseguinte, no torque e no consumo específico, conforme evidenciado pelos erros de até 7,02% no BSFC em alta rotação e carga parcial (Heywood, 1988).

Esta constitui uma limitação inerente aos modelos não preditivos de combustão. Entretanto, tal limitação pode ser mitigada mediante a implementação de durações de combustão e expoentes de forma variáveis em função da rotação e da carga do motor.

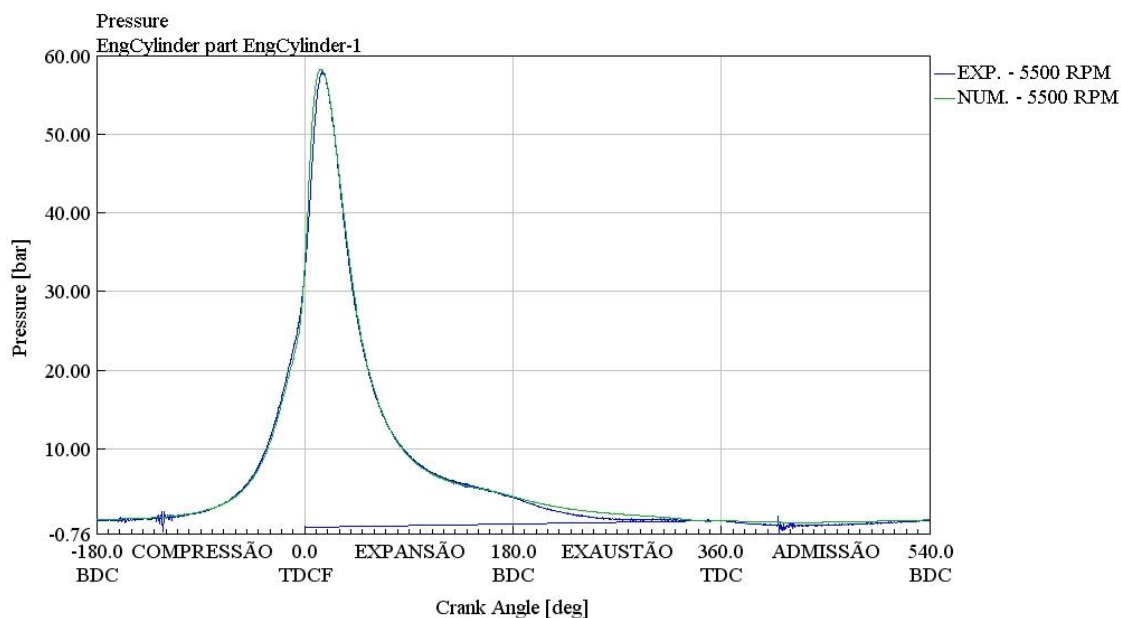
4.3 Resultado Calibração Do Modelo Preditivo

As Figuras 14 e 15 apresentam os resultados da curva de pressão do modelo preditivo nas rotações de 2500 e 5500 rpm. O erro no pico de pressão mostrou-se inferior a 1% em ambas as condições, sendo de 0,49% a 2500 rpm (48,78 bar experimental e 48,54 bar numérico) e 0,99% a 5500 rpm (57,63 bar experimental e 58,20 bar numérico).

Este desempenho deve-se principalmente à capacidade do modelo preditivo de definir o ângulo de início de combustão, por meio do *spark time* (tempo de ignição), para cada regime operacional, divergindo da abordagem do modelo de Wiebe, no qual esse parâmetro é fixado por constantes empíricas. Contudo, observa-se um deslocamento angular entre as curvas experimental e numérica em ambas as rotações, indicando erros na previsão da velocidade de propagação da chama ou na duração total da combustão (Poinsot; Veynante, 2005).

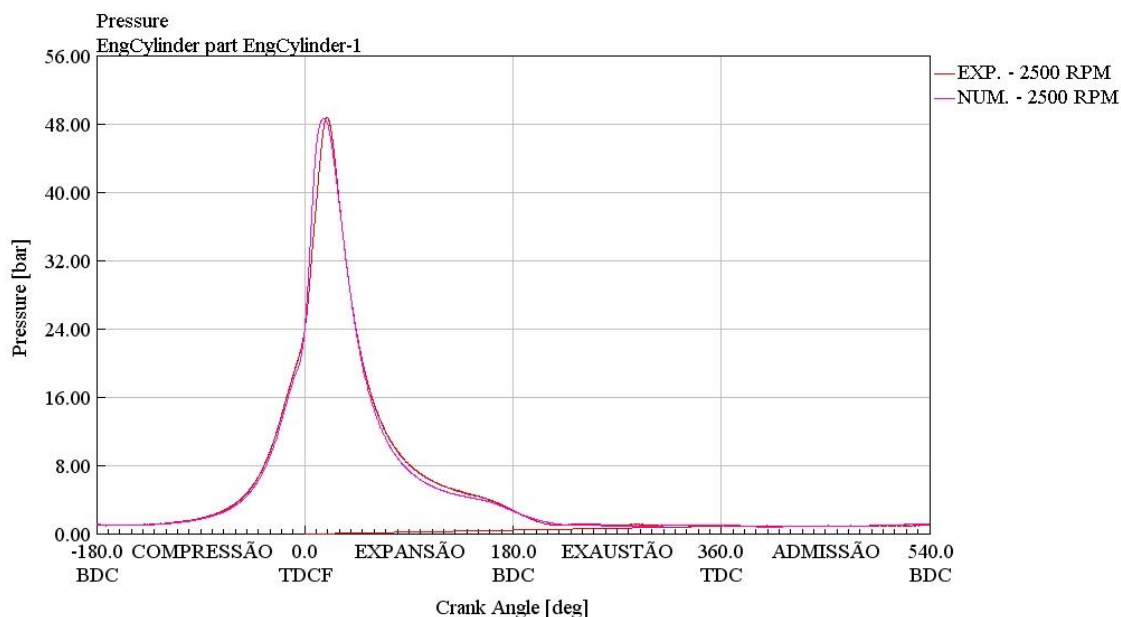
A fase de expansão apresenta decaimento ligeiramente diferente do experimental, sugerindo pequenos erros no modelo de transferência de calor adotado. Este comportamento é consistente com as limitações reportadas na literatura para modelos de primeira lei na captura precisa dos mecanismos de transferência de calor durante a expansão (Heywood, 1988; Rakopoulos; Giakoumis, 2009). Embora existam estas pequenas divergências na forma da curva de pressão, o impacto nos parâmetros de desempenho foi limitado (erros inferiores a 5%), demonstrando que o modelo é adequado para aplicações de engenharia mesmo com simplificações na modelagem da combustão (Balazadeh *et al.*, 2025).

Figura 14: Comparação entre as curvas de pressão - modelo de combustão preditivo – 5500 rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Figura 15: Comparação entre as curvas de pressão - modelo de combustão preditivo – 2500 rpm WOT



Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 19: Resultados da calibração do modelo preditivo

Rotação [RPM]	Parâmetro	BSFC [kg/kWh]	IMEP [bar]	Torque [Nm]	Potência [kW]	EV [%]	Fluxo ar [kg/h]	Fluxo combustível [g/h]
5500	Experimental	271,38	11,27	128,61	74,07	89,59%	259,58	20102
	Simulado	265,3	11,43	133,1	76,6	92,20%	262,43	20328
	Erro (%)	2,24%	-1,39%	-3,49%	-3,41%	-2,91%	-1,10%	-1,12%
2500	Experimental	245,18	10,47	122,96	32,19	76,43%	99,37	7892
	Simulado	256,1	10,34	122,2	32	80,21%	103,95	8250
	Erro (%)	-4,45%	1,28%	0,62%	0,59%	-4,95%	-4,61%	-4,53%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A Tabela 19 apresenta os resultados da calibração do modelo preditivo para os regimes de 2500 rpm e 5500 rpm. De forma geral, o modelo demonstra precisão adequada para aplicações de engenharia na previsão de torque e potência, com erros inferiores a 3,5%. Contudo, os erros associados à eficiência volumétrica (EV) e ao consumo específico de combustível (BSFC) situam-se próximos do limite de 5% usualmente estabelecido para modelos não preditivos (Stone, 1999).

Observa-se uma diferença de desempenho do modelo entre os regimes analisados: a 2500 rpm, a previsão de torque e potência apresenta excelente concordância com os dados

experimentais com erros $\sim 0,6\%$, enquanto a 5500 rpm os erros aumentam ($\sim 3,5\%$). A superestimava da EV, especialmente a 2500 rpm ($-4,95\%$), é devido aos desvios nos fluxos de ar e combustível, para que os resultados de torque e potência se aproximem do experimental, por sua vez, influenciam diretamente o BSFC.

4.4 Validação Do Modelo Preditivo

A avaliação do desempenho do modelo preditivo, apresentada nas Tabelas 20 a 29, evidencia sua capacidade de representar adequadamente o torque e a potência do motor nas duas condições de carga analisadas. Na carga elevada (80%), os erros são inferiores a 1%, exceto em 1500 rpm, onde a potência apresenta erro de 1,16%. Em carga parcial (47%), os erros tornam-se mais expressivos, especialmente em 1500 rpm, com valores de $-3,58\%$, $-3,97\%$ e $-3,54\%$ para potência, torque e torque indicado, respectivamente.

Tabela 20: Resultados de torque e potência do modelo Preditivo (80%)

MODELO PREDITIVO - 80% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	Potência [kW]			Torque [Nm]			Torque Indicado [Nm]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	70,66	70,60	0,09%	112,46	112,40	0,06%	124,00	124,20	-0,16%
5500	64,55	64,10	0,70%	112,07	111,20	0,78%	123,20	122,80	0,32%
4500	52,67	52,70	-0,06%	111,76	111,80	-0,03%	122,20	122,30	-0,08%
3500	41,18	41,20	-0,05%	112,36	112,40	-0,03%	120,20	120,80	-0,50%
2500	29,31	29,40	-0,31%	111,95	112,10	-0,13%	120,10	120,20	-0,08%
1500	17,50	17,30	1,16%	111,41	110,60	0,73%	120,20	119,10	0,92%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 21: Resultados de torque e potência do modelo Preditivo (47%)

MODELO PREDITIVO - 47% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	Potência [kW]			Torque [Nm]			Torque Indicado [Nm]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	42,10	42,20	-0,24%	67,00	67,20	-0,29%	79,50	79,80	-0,38%
5500	38,57	38,30	0,69%	66,96	66,50	0,69%	78,50	78,50	0,00%
4500	31,56	31,30	0,83%	66,97	66,50	0,70%	76,30	76,80	-0,66%
3500	24,42	24,80	-1,56%	66,63	67,60	-1,46%	74,80	75,90	-1,47%
2500	17,46	17,60	-0,83%	66,66	67,40	-1,12%	72,70	74,90	-3,03%
1500	10,43	10,80	-3,58%	66,38	69,00	-3,94%	73,40	76,00	-3,54%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A subestimação da potência e do torque em baixa rotação e carga parcial indica que o modelo subestima os níveis de turbulência no interior da câmara. Como consequência, a combustão simulada apresenta eficiência maior do que a observada experimentalmente. Esse efeito também pode estar associado a um avanço de ignição maior do que o experimental, deslocando o pico de pressão para mais próximo do PMS e, por conseguinte, aumentando o trabalho útil do ciclo e a eficiência da combustão simulada (Heywood, 1988).

Tabela 22: Resultados de IMEP, BMEP E FMEP do modelo Preditivo (80%)

MODELO PREDITIVO - 80% do torque máximo									
Rotação RPM	IMEP 720 [bar]			BMEP [bar]			FMEP [bar]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	9,79	9,77	0,17%	8,84	8,90	-0,70%	0,948	0,92	2,96%
5500	9,72	9,67	0,54%	8,81	8,80	0,09%	0,915	0,91	0,57%
4500	9,64	9,69	-0,49%	8,78	9,00	-2,47%	0,860	0,82	4,64%
3500	9,48	9,51	-0,28%	8,83	8,90	-0,79%	0,653	0,65	0,51%
2500	9,47	9,47	0,05%	8,80	8,80	-0,02%	0,676	0,64	5,34%
1500	9,48	9,44	0,44%	8,76	8,70	0,64%	0,726	0,73	-0,57%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 23: Resultados de IMEP, BMEP E FMEP do modelo Preditivo (47%)

MODELO PREDITIVO - 47% do torque máximo									
Rotação RPM	IMEP 720 [bar]			BMEP [bar]			FMEP [bar]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	6,27	6,28	-0,15%	5,27	5,30	-0,65%	1,00	1,00	0,47%
5500	6,19	6,18	0,24%	5,26	5,20	1,19%	0,97	0,95	1,55%
4500	6,01	6,04	-0,42%	5,26	5,20	1,20%	0,75	0,81	-7,79%
3500	5,90	5,98	-1,32%	5,24	5,30	-1,22%	0,67	0,66	0,86%
2500	5,74	5,90	-2,83%	5,24	5,30	-1,17%	0,61	0,59	2,48%
1500	5,79	5,99	-3,40%	5,22	5,40	-3,51%	0,58	0,55	4,46%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Os resultados de IMEP apresentados nas Tabelas 22 e 23 demonstram que o modelo é capaz de representar os processos termodinâmicos do ciclo de combustão, embora com dispersões de erro dependentes da carga. Na condição de 80% do torque máximo, o erro máximo do IMEP foi de 0,54% a 5500 rpm, indicando aderência aos dados experimentais. Em carga parcial (47%), os erros mantêm-se dentro desta mesma ordem de grandeza para rotações superiores a 4500 rpm, porém elevam-se significativamente em regimes de baixa rotação, onde

os valores simulados excedem os experimentais. Este padrão confirma a subestimação da eficiência de combustão pelo modelo nestas condições operacionais, possivelmente relacionada à não captura adequada dos efeitos de redução da turbulência e de aumento de perdas térmicas (Heywood, 1988).

Quanto ao BMEP, o modelo apresenta precisão global adequada para aplicações de engenharia, com erros mais pronunciados especificamente nos regimes onde os efeitos do atrito não foram devidamente quantificados. Particularmente a 4500 rpm sob 80% de carga, o erro de -2,47% no BMEP é diretamente atribuível à subestimação de 4,64% no FMEP, refletindo uma limitação do submodelo de atrito nesta condição específica. Este aspecto também é observado nessa mesma rotação sob carga parcial (47%), onde a significativa subestimação do FMEP (-7,79%) constitui o principal fator explicativo para o erro de 1,20% verificado no BMEP.

Tabela 24: Resultados BSFC, consumo de combustível e ar do modelo Preditivo (80%)

MODELO PREDITIVO - 80% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação [RPM]	BSFC [kg/kWh]			Vazão de comb. [g/h]			Vazão de ar [kg/h]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	279,40	277,00	0,86%	19743,42	19584	0,81%	263,29	261,25	0,77%
5500	276,04	268,30	2,81%	17819,49	17160	3,70%	233,66	224,97	3,72%
4500	259,42	254,20	2,01%	13662,84	13662	0,01%	181,18	181,16	0,01%
3500	251,85	251,00	0,34%	10371,38	10332	0,38%	138,18	137,73	0,33%
2500	241,20	246,90	-2,36%	7069,05	7260	-2,70%	97,17	99,83	-2,73%
1500	244,89	255,00	-4,13%	4286,56	4428	-3,30%	58,07	60,00	-3,32%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 25: Resultados BSFC, consumo de combustível e ar do modelo Preditivo (47%)

MODELO PREDITIVO - 47% DO TORQUE MÁXIMO									
Rotação RPM	BSFC [kg/kWh]			Vazão de comb. [g/h]			Vazão de ar [kg/h]		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	313,63	304,60	2,88%	13203	12888	2,39%	179,13	174,76	2,44%
5500	309,93	300,10	3,17%	11953	11484	3,93%	160,75	156,87	2,41%
4500	289,02	282,00	2,43%	9122	8856	2,92%	123,07	121,77	1,06%
3500	271,21	271,90	-0,25%	6622	6720	-1,47%	91,16	93,00	-2,03%
2500	262,07	262,10	-0,01%	4575	4620	-0,99%	64,29	66,30	-3,12%
1500	270,75	273,00	-0,83%	2823	2880	-0,96%	38,96	39,74	-2,01%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Os resultados das Tabelas 24 e 25, mostram que em ambas as condições de carga analisadas, existe uma tendência de subestimação do consumo específico de combustível em regimes de alta rotação e de superestimação em regimes de baixa rotação. É notável que na faixa de 3500 rpm os erros se mantenham inferiores a 0,34%, demonstrando uma calibração otimizada do modelo para esta condição operacional específica.

Entretanto, observa-se que a magnitude dos erros de BSFC em baixas rotações apresenta sensível dependência da carga, sendo mais acentuada sob condições de carga elevada (80% do torque máximo) em comparação com 47% do torque máximo. Este fenômeno é particularmente evidente no regime de 1500 rpm, onde se registra um erro de -4,13% na condição de plena carga, valor significativamente superior aos observados em condições de carga reduzida na mesma rotação.

Tabela 26: Resultados Eficiência volumétrica e eficiência térmica modelo Preditivo a (80%)

MODELO PREDITIVO – 80% DO TORQUE MÁXIMO						
Rotação [RPM]	Eficiência volumétrica %			Eficiência térmica		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	84,2%	83,30%	1,02%	0,3254	0,32819	-0,9%
5500	81%	78,50%	3,61%	0,3293	0,33883	-2,9%
4500	77%	76,90%	0,67%	0,3504	0,35763	-2,1%
3500	76%	75,70%	0,59%	0,361	0,36219	-0,3%
2500	75%	77,00%	-2,45%	0,3769	0,3682	2,3%
1500	75,1%	77,60%	-3,35%	0,3712	0,35651	2,3%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 27: Resultados Eficiência volumétrica e eficiência térmica modelo Preditivo a (47%)

MODELO PREDITIVO – 47% DO TORQUE MÁXIMO						
Rotação RPM	Eficiência volumétrica %			Eficiência térmica		
	Exp.	Num.	erro	Exp.	Num.	erro
6000	57,56%	55,40%	3,76%	28,99%	31,18%	-7,55%
5500	56,24%	54,30%	3,44%	29,33%	30,71%	-4,71%
4500	52,76%	50,90%	3,53%	31,45%	33,06%	-5,10%
3500	50,32%	50,00%	0,63%	33,52%	34,04%	-1,54%
2500	49,72%	49,80%	-0,17%	34,69%	35,20%	-1,46%
1500	50,29%	50,70%	-0,81%	33,58%	32,67%	2,71%

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A análise das Tabelas 26 e 27 evidencia que os erros na EV, de forma semelhante ao observado no modelo não preditivo, estão diretamente relacionados às incertezas na predição do fluxo mássico, sendo mais pronunciados nas rotações de 1500 rpm e 5500 rpm. Além disso, os resultados mostram que o modelo preditivo apresenta um comportamento térmico distinto entre as duas condições de carga avaliadas, com particularidades em cada regime operacional. Na carga de 80% do torque máximo, a eficiência térmica apresenta erro máximo de $-2,9\%$ a 5500 rpm, refletindo uma superestimativa do rendimento termodinâmico, enquanto em 1500 e 2500 rpm ocorre subestimativa da eficiência, com erros de $+2,3\%$, tendência coerente com os desvios observados no consumo específico de combustível.

Esta superestimação da eficiência térmica em alta rotação sugere uma dificuldade do modelo em capturar adequadamente as perdas por transferência de calor, que se intensificam com o aumento da velocidade do motor (Heywood, 1988). Essa imprecisão pode estar atrelada à simplificação que assume temperaturas constantes para o óleo e o refrigerante em todas as faixas de rotação, não refletindo a variação real destes parâmetros com as condições operacionais. Por outro lado, a subestimação da eficiência térmica em baixa rotação pode estar relacionada à superestimação das perdas por atrito ou à não captura completa da eficiência de combustão nestes regimes. Em carga parcial (47%), o modelo tende a superestimar a eficiência térmica na maioria das faixas de rotação, com exceção da rotação mais baixa (1500 rpm), onde apresenta ligeira subestimação.

4.4.1 Considerações Sobre o Modelo Preditivo

O modelo preditivo apresenta acurácia em condições de alta carga (80% do torque máximo), com erros inferiores a 1% para parâmetros como potência, torque e IMEP na maioria das faixas de rotação, evidenciando sua robustez para aplicações em regimes operacionais mais exigentes. Em carga parcial (47% do torque máximo), os erros de torque e potência também se mantêm relativamente baixos; no entanto, observa-se um desvio mais significativo no consumo, especialmente a 1500 rpm, onde os erros atingem $-3,94\%$ no torque. Esse comportamento indica limitações do modelo na representação de fenômenos como a redução da turbulência, as perdas por atrito e a dinâmica de escoamento em regimes de baixa velocidade. Esses resultados reforçam a necessidade de ajustar determinados parâmetros do modelo em função da carga e da rotação, a fim de reduzir os desvios e aprimorar a precisão em toda a faixa operacional.

4.5 Comparação Entre os Modelos De Combustão

Esta seção é destinada à avaliação comparativa entre os modelos preditivo e não preditivo, analisando seus resultados de desempenho em termos de emissões, potência, torque, IMEP, BSFC, eficiência térmica e eficiência volumétrica.

4.5.1 Emissões

As emissões foram avaliadas em regime de carga parcial (47% do torque máximo) nas rotações de 1500, 2500 e 3500 rpm (Tabela 28). Os resultados demonstraram desempenho insatisfatório em ambos os modelos. Em relação aos hidrocarbonetos não queimados (HC), ambos os modelos simularam valores próximos de zero, divergindo significativamente dos dados experimentais. Quanto aos óxidos de nitrogênio (NO_x), o modelo não preditivo praticamente ignorou sua formação, apresentando valores irreais. O modelo preditivo, ainda que na mesma ordem de grandeza, subestimou consistentemente as emissões de NO_x, com erro de até 66,9% em comparação com os resultados experimentais. Essa subestimação generalizada indica limitações significativas na representação dos mecanismos de formação de NO_x em ambos os modelos.

As emissões de CO e CO₂ seguiram tendência semelhante em ambos os modelos. O monóxido de carbono foi consistentemente subestimado, indicando que a combustão simulada foi mais completa do que a observada experimentalmente, conforme também reportado por Zsoldos et. al. (2025). Em contrapartida, os resultados de dióxido de carbono (CO₂) mostraram-se satisfatórios, com erros entre 2% e 5% para o modelo preditivo, enquanto o modelo não preditivo apresentou desvios entre 5% e 6,2%.

Tabela 28: Resultado comparativo entre as emissões

Rotação [RPM]	NOx [ppm]			Rotação [RPM]	HC [ppm]		
	Exp.	Modelo Preditivo	Modelo não Preditivo		Exp.	Modelo Preditivo	Modelo não Preditivo
3500	2948	959,87	0,48	3500	668	2	0,19
2500	2888	1156,94	73,63	2500	623	0,61	0,18
1500	2568	848,15	0,6	1500	727	0,28	0,18
Rotação [RPM]	CO [%vol]			Rotação [RPM]	CO2 [ppm]		
	Exp.	Modelo Preditivo	Modelo não Preditivo		Exp.	Modelo Preditivo	Modelo não Preditivo
3500	0,24	0,155498	0,127008	3500	11,1	11,344	11,6552
2500	0,308	0,085596	0,009027	2500	11,8	12,3934	12,4785
1500	0,293	0,12521	0,106979	1500	11,1	11,5895	11,788

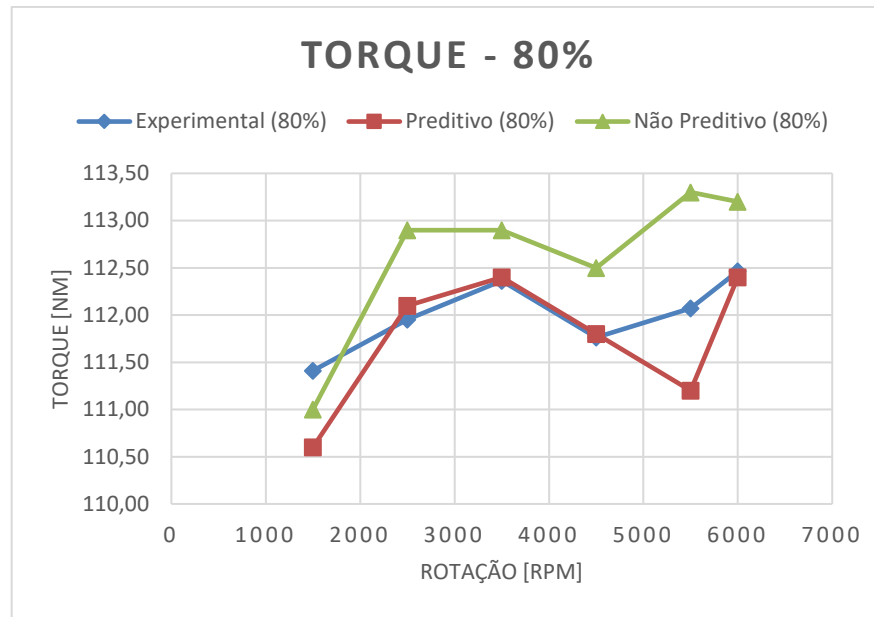
Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Os resultados do modelo não preditivo estão alinhados com a literatura existente. Conforme destacado por Guzzella e Onder (2010), o modelo de *Wiebe*, por si só, não calcula emissões, sendo dependente de submodelos químicos para uma estimativa adequada. Embora o modelo preditivo utilizado tenha capacidade de prever emissões, isso exige uma calibração específica com parâmetros relacionados a emissões e taxa de EGR. Esta calibração é realizada via otimização dos parâmetros de combustão com base na curva de pressão experimental. Portanto, a calibração sem esses dados, como a avaliada neste estudo, dificulta a representação fiel das emissões reais (Gamma Technologies, 2016; Kiss et al., 2024; Zhang et al., 2025).

4.5.2 Torque e Potência

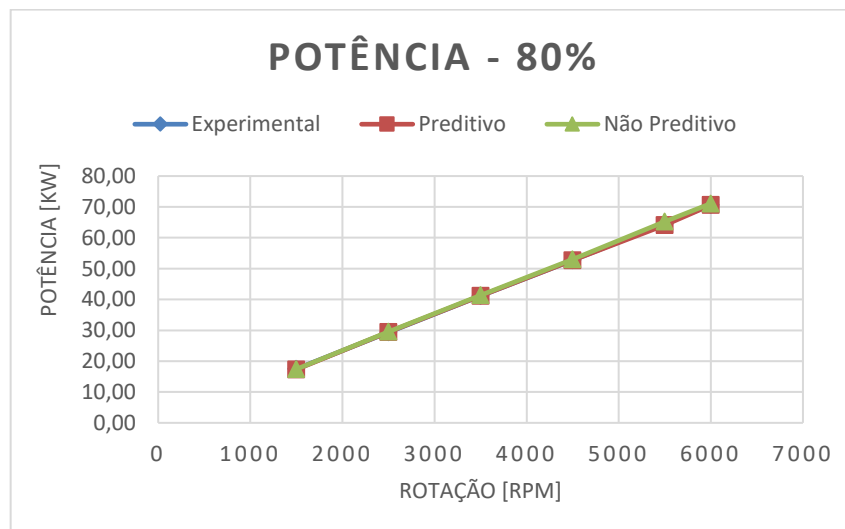
As Figuras 16 e 17 comparam os resultados de potência e torque para os modelos preditivo, não preditivo e experimental em regime de 80% do torque máximo. Ambos os modelos foram calibrados com base na potência de freio experimental, o que explica a elevada concordância geral nos valores de potência ao longo de toda a faixa de rotação, com erros mínimos na maioria dos pontos. Essa consistência valida a eficácia da calibração realizada. No entanto, uma análise mais detalhada do torque revela nuances importantes: o modelo preditivo demonstra excelente aderência aos valores experimentais de torque entre 2500 e 5500 rpm, com curvas praticamente sobrepostas, refletindo uma representação precisa da eficiência termodinâmica e mecânica nessa faixa operacional.

Figura 16: Gráfico comparativo para o torque (80% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Figura 17: Gráfico comparativo para potência (80% de carga)

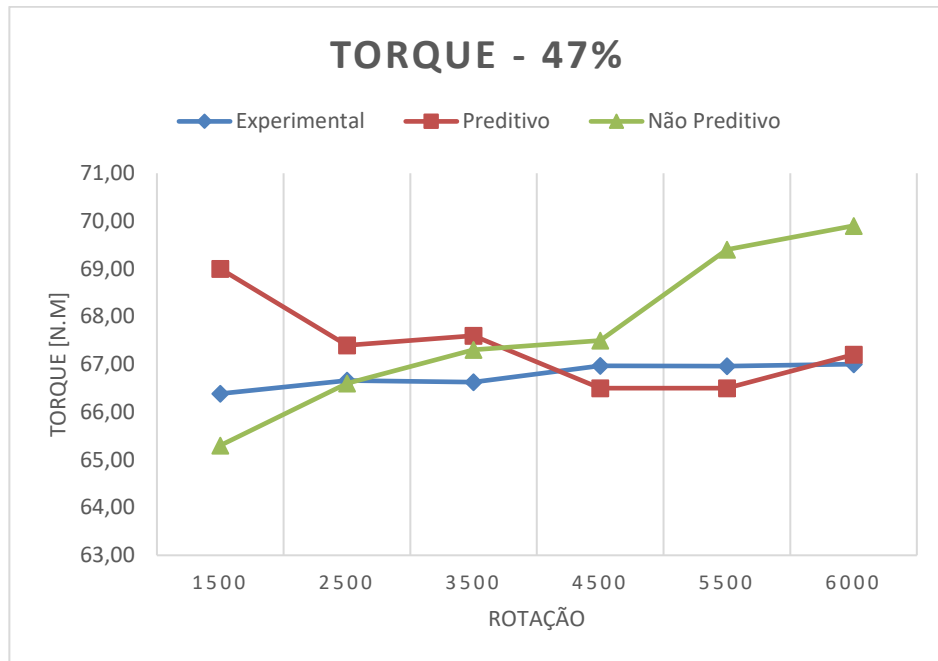


Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Avaliando as Figuras 18 e 19, observa-se que ambos os modelos representam de forma satisfatória a potência do motor em 47% do torque máximo. O modelo preditivo apresentou apenas uma ligeira divergência em rotações mais elevadas, nas quais tende a subestimar o torque em 4500 e 5500 rpm, enquanto superestima os valores em regimes de baixa rotação, abaixo de 3500 rpm. Essa tendência é compartilhada pelo modelo não preditivo, que exibe padrão similar, indicando uma limitação comum na captura de fenômenos de combustão e escoamento em condições de carga parcial e baixa velocidade. Esses desvios sugerem que

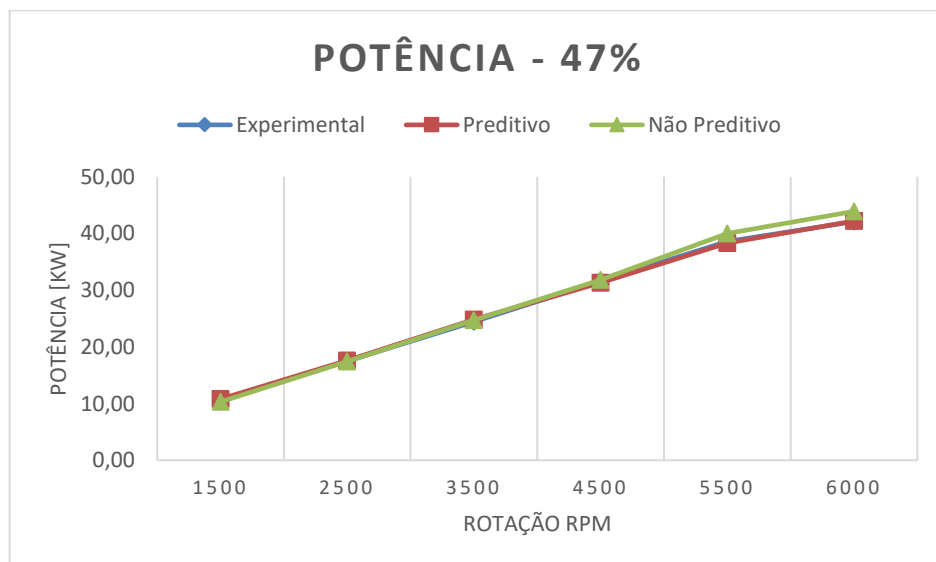
ambos os modelos possuem dificuldades em representar adequadamente a eficiência volumétrica e as perdas por atrito nesses regimes operacionais, conforme discutido na seção anterior.

Figura 18: Gráfico comparativo para torque (47% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Figura 19: Gráfico comparativos para potência (47% de carga)

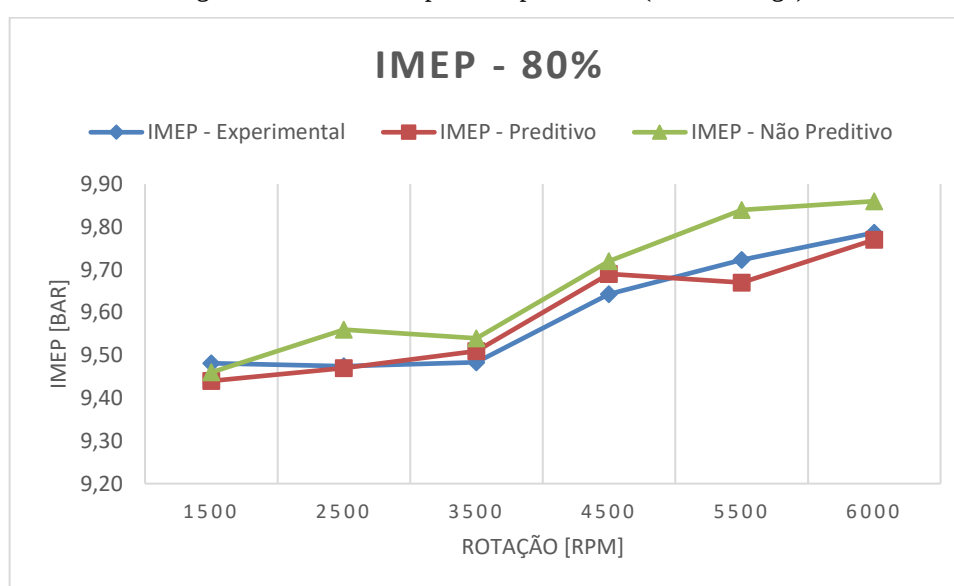


Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

4.5.3 IMEP

As Figuras 20 e 21 apresentam a comparação do IMEP para os modelos preditivo, não preditivo e experimental, nas condições de 80% e 47% do torque máximo, respectivamente. Embora ambos os modelos demonstrem capacidade de representar os processos termodinâmicos no interior do cilindro, observam-se diferenças significativas em seu desempenho relativo.

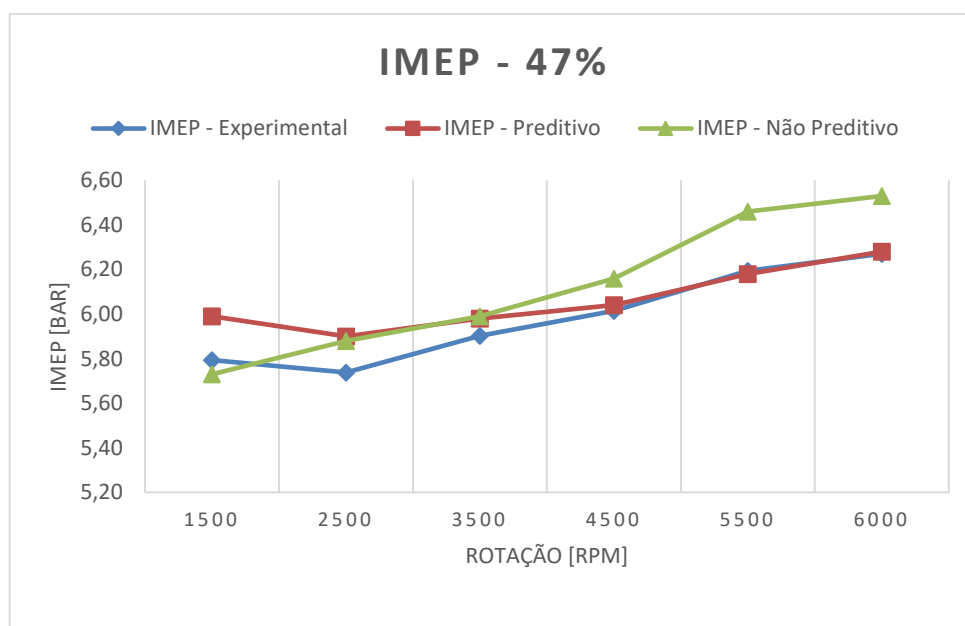
Figura 20: Gráfico comparativo para IMEP (80% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

No regime de 80% de carga, o modelo não preditivo tende a superestimar os valores de IMEP em quase toda a faixa de rotação, exceto a 1500 rpm, refletindo uma possível superestimação da eficiência de combustão ou da pressão indicada. Por outro lado, o modelo preditivo exibe um comportamento mais complexo: subestima o IMEP em rotações mais baixas (1500–2500 rpm) e superestima em rotações mais altas (5500–6000 rpm), sugerindo limitações na captura de fenômenos dependentes da rotação, como as perdas térmicas e a cinética de combustão.

Figura 21: Gráfico comparativo para IMEP (47% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Em 47% de carga, o modelo preditivo apresenta erros reduzidos em rotações elevadas (acima de 4500 rpm), mas superestima o IMEP em rotações mais baixas. O modelo não preditivo, por sua vez, aumenta o IMEP em altas rotações e reduz em baixas rotações, padrão condizente com a natureza do modelo de *Wiebe* de duração fixa de combustão. Com a taxa de liberação de calor igual a todas rotações, fazendo com que essa liberação possa ser superestimada ou subestimada nos limites de rotação.

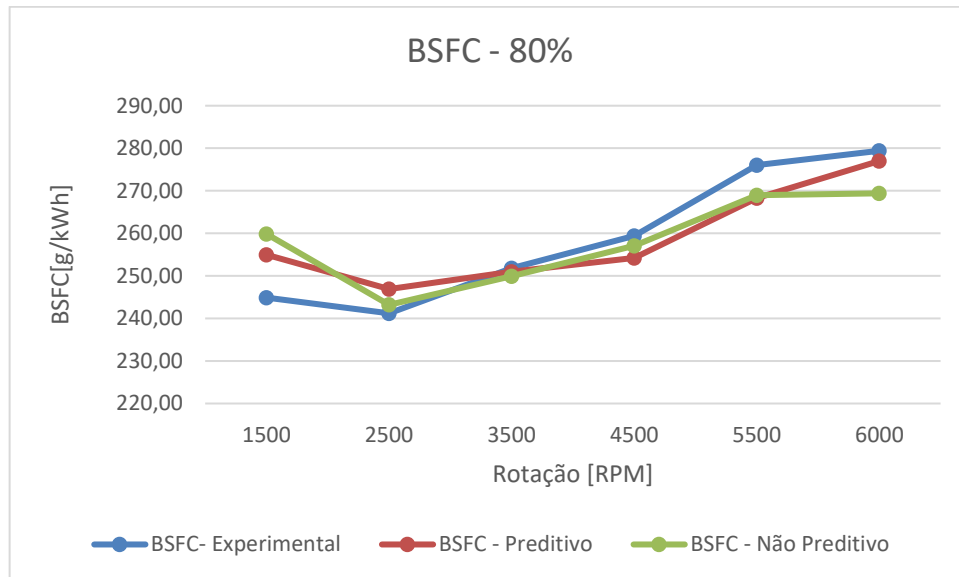
A análise comparativa permite afirmar que o modelo preditivo apresenta maior efetividade na representação dos processos termodinâmicos do motor, especialmente em condições de carga parcial e em regimes de média e alta rotação. No entanto, sua performance em baixas rotações indica a necessidade de aprimoramentos nos submodelos de combustão e transferência de calor, visando uma melhor captura dos efeitos de carga e velocidade sobre a eficiência indicada.

4.5.4 BSFC

As Figuras 22 e 23 apresentam os resultados do consumo específico de combustível (BSFC) nas condições de 80% e 47% do torque máximo. O BSFC foi mais adequadamente representado pelos modelos na condição de carga mais baixa (47%), com erros relativamente

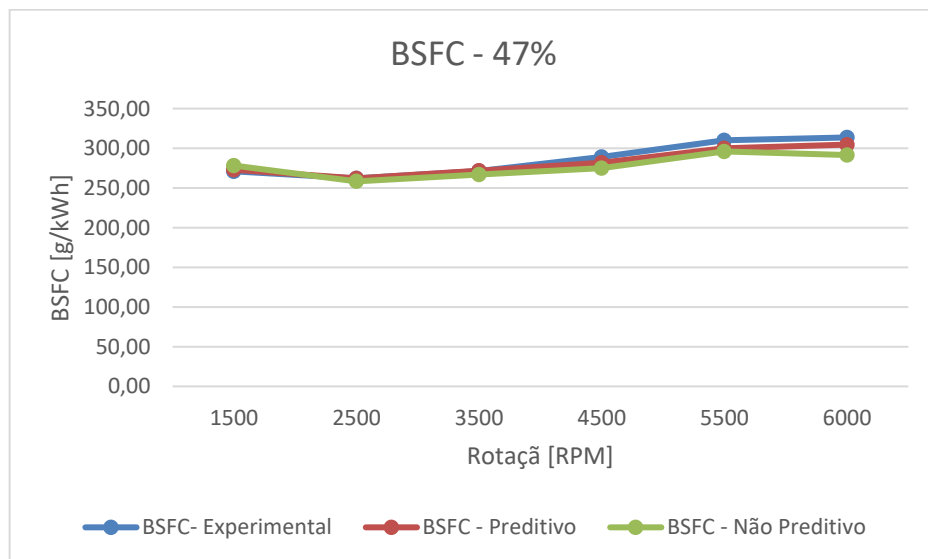
pequenos, especialmente em regimes de baixa rotação. Esta precisão pode estar associada à melhor captura das perdas por bombeamento e atrito nestas condições, bem como a uma representação mais fiel da eficiência de combustão em carga parcial.

Figura 22: Gráfico comparativo para BSFC (80% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Figura 23: Gráfico comparativo para BSFC (47% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Conforme a rotação aumenta, observa-se uma divergência progressiva entre os resultados dos modelos e os dados experimentais, sendo esta discrepância mais pronunciada no modelo não preditivo. Este comportamento sugere limitações na representação de fenômenos

dinâmicos que se intensificam com o aumento da velocidade do motor, como as perdas por atrito mecânico, a eficiência volumétrica e as características de combustão em regimes de maior velocidade (Guzzella; Onder, 2010).

Na condição de carga mais elevada (80%), ambos os modelos conseguiram capturar satisfatoriamente a tendência de crescimento do BSFC experimental, com melhor desempenho em rotações médias. No entanto, em regimes de baixa e alta rotação, os modelos apresentaram desvios mais significativos, indicando dificuldades em representar completamente os mecanismos de consumo de combustível nestes extremos operacionais.

A análise comparativa demonstra que, embora ambos os modelos apresentem estimativas razoáveis para o BSFC, o modelo preditivo mostra ligeira vantagem na representação deste parâmetro, particularmente em condições de carga parcial. Esta superioridade pode estar relacionada à sua maior flexibilidade em capturar variações nos processos de combustão e transferência de calor ao longo da faixa operacional do motor, como o maior controle do início da combustão.

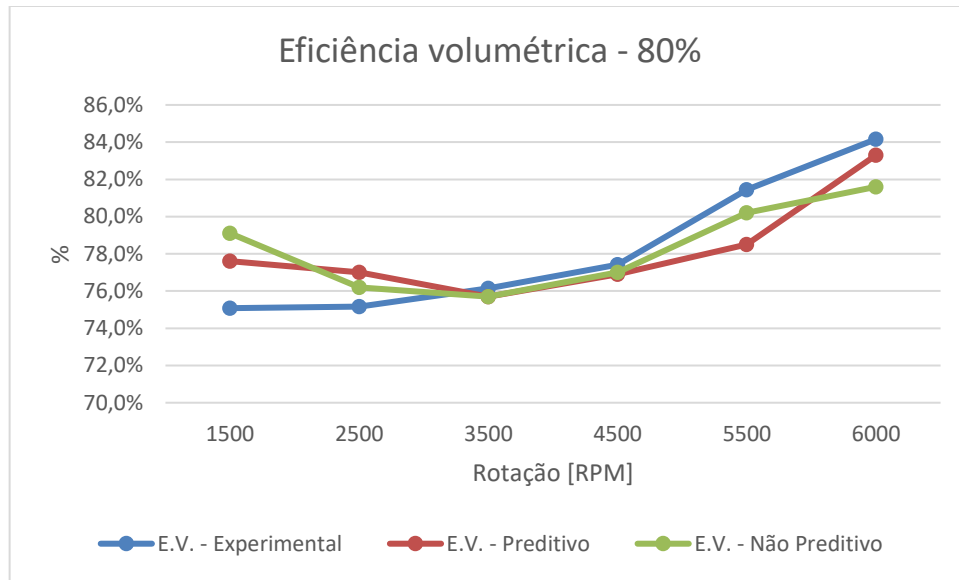
4.5.5 Eficiência Volumétrica

Os dois modelos exibem tendências similares nas duas condições de carga analisadas (Figuras 24 e 25). Em regimes de baixa rotação, o aumento da EV mostrou-se necessário para assegurar a potência experimental, garantindo maior massa de mistura ar-combustível no cilindro e permitindo atingir o torque demandado na carga de 80%. Este ajuste compensa as limitações de eficiência de combustão características dessa faixa operacional. Em contrapartida, em altas rotações, o fluxo de ar admitido foi reduzido para restringir a quantidade de combustível e, assim, alcançar a carga desejada, uma vez que a eficiência de combustão se mostra significativamente elevada nessas condições. Em rotações médias, a eficiência volumétrica prevista por ambos os modelos apresenta concordância notável com os dados experimentais, registrando os menores erros de toda a faixa de operação.

Na condição de carga mais baixa, embora ambos os modelos reproduzam a tendência geral da EV, observam-se divergências significativas em sua precisão. Em rotações mais baixas, o modelo preditivo apresenta os menores erros, enquanto o modelo não preditivo tende a

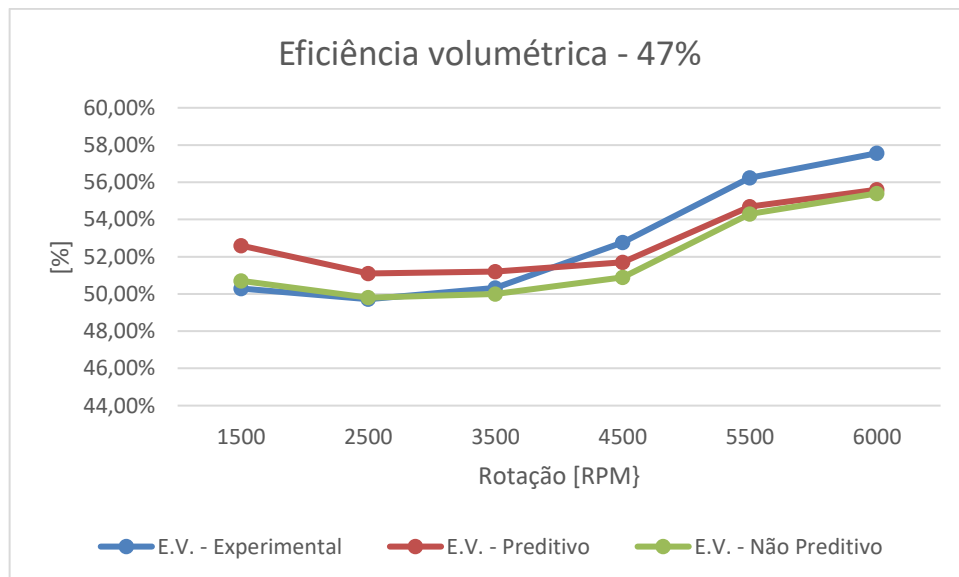
superestimar sistematicamente esse parâmetro. Por outro lado, em regimes de altas rotações, esse comportamento inverte-se: o modelo preditivo demonstra maior aderência aos valores experimentais, com erros reduzidos, enquanto o modelo não preditivo passa a subestimar a eficiência volumétrica.

Figura 24: Gráfico comparativo para eficiência volumétrica (80% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Figura 25: Gráfico comparativo para eficiência volumétrica (47% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

4.5.6 Eficiência Térmica

A comparação da eficiência térmica na carga de 47% do torque máximo permite observar que ambos os modelos capturam adequadamente a tendência experimental, com maior precisão em regimes de baixa rotação (Figuras 26 e 27). Entretanto, os erros entre as curvas ampliam-se progressivamente com o aumento da rotação, sendo particularmente significativos no modelo não preditivo, que superestima a eficiência térmica nessa região. Este comportamento sugere limitações na representação de fenômenos dinâmicos, como perdas térmicas e de combustão, que se intensificam em regimes de alta velocidade.

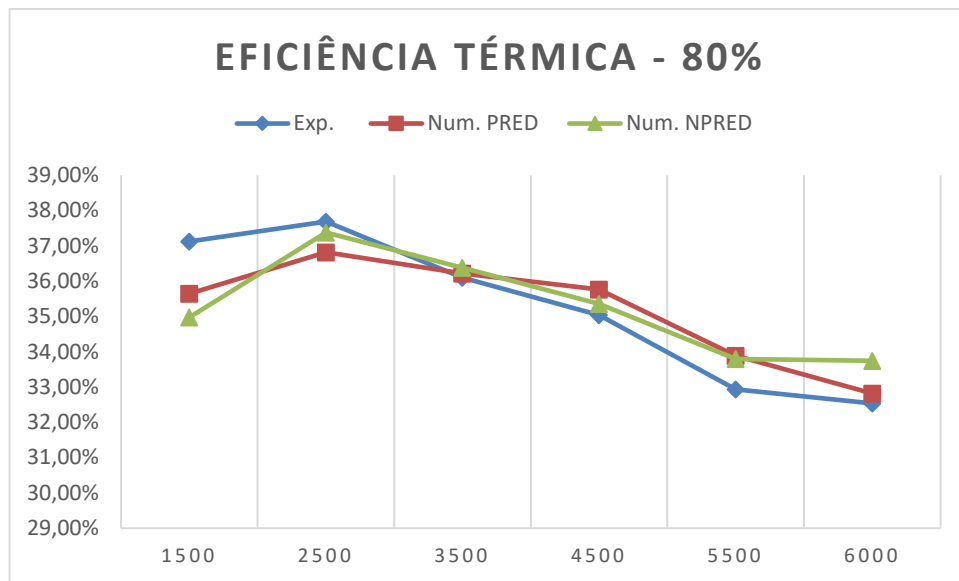
A superestimação da eficiência térmica pelo modelo não preditivo em altas rotações pode estar associada à subvalorização das perdas por transferência de calor ou à não consideração adequada da redução na eficiência de combustão devido ao menor tempo disponível para reação (Heywood, 1988).

Na condição de carga mais baixa (47%), a região que apresenta a melhor concordância entre os resultados é a de médias rotações, particularmente em 3500 rpm, onde ambos os modelos exibem erros próximos a zero. Contudo, os erros aumentam significativamente nos extremos da faixa de rotação, sendo o modelo não preditivo o que apresenta as maiores discrepâncias.

Na condição de carga mais alta (80%), o modelo não preditivo apresentou erros menores que o modelo preditivo nas rotações intermediárias. Contudo, nos limites superior e inferior da rotação, principalmente em 1500 rpm, o erro ultrapassou 5%.

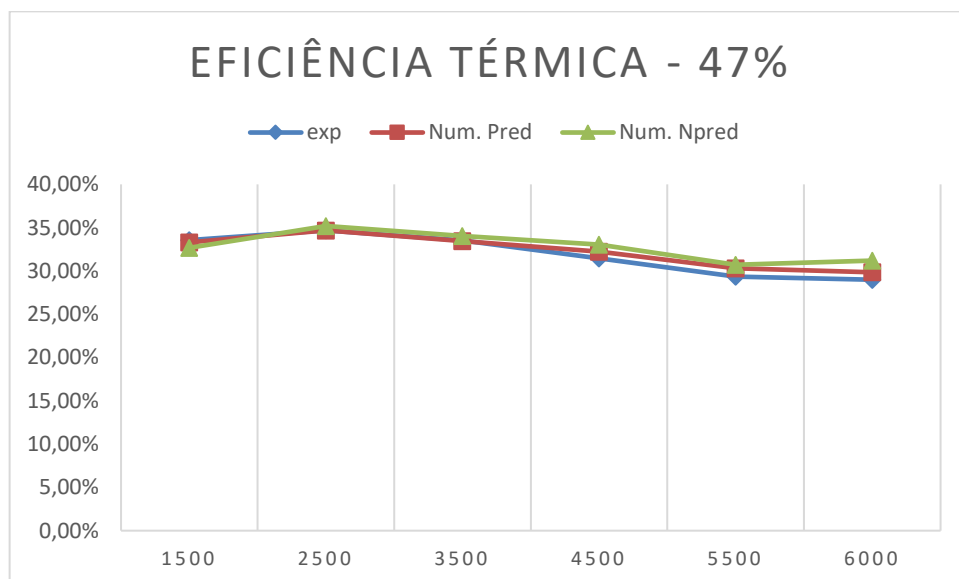
Em termos de eficiência térmica, o modelo preditivo demonstrou maior fidelidade na representação da capacidade do motor em converter a energia química do combustível em trabalho útil, especialmente em regimes de baixa e média rotação.

Figura 26: Gráfico comparativo para eficiência térmica (80% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

Figura 27: Gráfico comparativo para eficiência térmica (47% de carga)



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor

4.6 Considerações Finais Sobre os Modelos

Com base na análise comparativa realizada, observa-se que ambos os modelos apresentam desempenho satisfatório na previsão de parâmetros de desempenho global, como potência, torque e IMEP, nas duas condições de carga avaliadas. Em relação ao consumo específico, ambos os modelos apresentam erros mais acentuados nas rotações de 1500 e 6000

rpm. No intervalo de 2500 a 5500 rpm, ambos os modelos demonstraram resultados condizentes com os erros tipicamente reportados na literatura científica.

A metodologia proposta para calibrar o modelo preditivo mostra-se vantajosa, ainda que mais complexa. Ela permite obter erros menores que os do modelo de *Wiebe*, sem exigir curvas experimentais de pressão de admissão, exaustão ou no interior do cilindro. Essa é sua principal vantagem para avaliação de desempenho. Entretanto, para análises emissões, a curva de pressão ainda é necessária para calibrar o modelo de otimização.

Os erros do modelo em condições de carga mais baixa ou em diferentes faixas de operação pode ser contornado por meio da criação de objetos de referência, nos quais os parâmetros de combustão, a temperatura das paredes, do óleo do motor e do líquido de arrefecimento são ajustados de acordo com a rotação (baixa, média e alta) e a carga (baixa, média e alta). Esse procedimento permite minimizar os erros em todas as faixas de operação do motor, garantindo maior precisão nas previsões de desempenho.

5 CONCLUSÃO

Com base na análise comparativa realizada, conclui-se que tanto o modelo preditivo quanto o não preditivo são válidos para representar os parâmetros de desempenho global do motor Ford Sigma 1.6, como potência, torque e IMEP. Ambos os modelos se mantiveram dentro de margens de erro consideradas aceitáveis para aplicações de engenharia, registrando desvios inferiores a 5% na maioria dos regimes operacionais.

Entretanto, o modelo preditivo demonstrou desempenho superior na reprodução dos dados experimentais em todas as condições avaliadas, corroborando a hipótese inicial de sua maior robustez. Em particular, para a condição de 80% do torque máximo, o modelo preditivo apresentou erros inferiores a 1%, para torque e potência. Este alto nível de precisão é atribuído à sua capacidade de adaptação dinâmica às variações operacionais, por meio da atualização em tempo real dos parâmetros de chama laminar e turbulenta, que governam a velocidade de liberação de calor.

Em regime de baixa rotação (1500 rpm) combinada com carga parcial (47%), ambos os modelos exibiram limitações na quantificação precisa das perdas térmicas. Observou-se uma superestimação dessas perdas em regimes de baixa rotação e uma subestimação em condições de baixa carga. Esse efeito foi particularmente evidente no modelo não preditivo (*SI-Wiebe*), que apresentou erros superiores a 5% no consumo específico de combustível, reflexo direto de suas restrições metodológicas inerentes. Tais limitações, que também impactaram a eficiência volumétrica, reforçam a sensibilidade do modelo a variações termodinâmicas em regimes operacionais de baixa energia e fluxo, onde a dinâmica de combustão e transferência de calor é criticamente influenciada por efeitos transientes e não ideais.

Quanto às emissões, ambos os modelos não representaram de forma satisfatória a formação de poluentes, com erros críticos para NO_x e HC, valores próximos a zero no modelo *Wiebe*. Esses resultados evidenciam a necessidade de incorporação de submodelos químicos mais robustos e de calibração específica com base em dados de pressão no cilindro para melhorar a previsão das emissões.

A metodologia proposta para a calibração do modelo preditivo, sem a utilização de curvas de pressão, mostrou-se viável para a avaliação do desempenho do motor, reduzindo a complexidade e os custos associados à obtenção de dados experimentais. Entretanto, para aplicações que demandam maior precisão na previsão de emissões ou em regimes operacionais próximos às rotações mínima e máxima, torna-se necessário otimizar os parâmetros com base em curvas de pressão e dados experimentais de emissões.

Em síntese, este trabalho validou o modelo unidimensional como uma ferramenta eficaz no desenvolvimento e na otimização de motores, demonstrando, ainda, que o modelo preditivo pode ser aplicado em avaliações de desempenho mesmo com dados experimentais simplificados. Além disso, os resultados ressaltam a superioridade do modelo preditivo de combustão para o tipo de análise realizado neste estudo.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Embora o presente estudo tenha atingido seus objetivos, algumas oportunidades de aprofundamento e ampliação das análises permanecem em aberto. Destaca-se, nos tópicos abaixo, algumas sugestões para trabalhos futuros.

- Estudos em condições limites de rotação e carga: realizar análises utilizando objetos de referência que detalhem os multiplicadores e as constantes dos modelos em função da velocidade de rotação e de diferentes níveis de carga, de forma a reduzir os desvios em relação aos dados experimentais nessas faixas;
- Aprimoramento da modelagem de emissões: implementar submodelos químicos mais robustos para a formação de NO_x, CO e HC no modelo preditivo, além de realizar a calibração do modelo não preditivo com dados de emissões e EGR.
- Exploração de diferentes combustíveis: investigar o uso de biocombustíveis, como etanol e metanol, bem como misturas alternativas envolvendo, a fim de analisar o impacto de suas propriedades físico-químicas sobre os parâmetros de desempenho e as emissões.

- Otimização paramétrica: utilização de técnicas disponíveis no software para identificar ajustes nos parâmetros de combustão, atrito e transferência de calor, com o objetivo de novas configurações que maximizem a eficiência global. Além disso, avaliar a integração e otimização de possíveis sistemas auxiliares, como turbocompressores, sistemas de recirculação de gases de escape e estratégias de resfriamento adicionais, visando ampliar o potencial de melhoria no desempenho e na redução de emissões.

Essas novas abordagens podem ampliar a aplicabilidade do modelo desenvolvido, fornecendo um suporte mais abrangente ao desenvolvimento de motores mais eficientes e com menor impacto ambiental.

7 REFERENCIAS

ADAMS, T. Theory and Evaluation of Auxiliary Combustion (Torch) Chambers. In: SAE INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, 1978. Technical Paper 780631. Warrendale: SAE International, 1978. 12 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/780631>.

ALQAHTANI, A.; SHOKROLLAHIHASSANBAROUGH, F.; WYSZYNSKI, M. L. Thermodynamic simulation comparison of AVL BOOST and Ricardo WAVE for HCCI and SI engines optimisation. *Combustion Engines*, [s. l.], v. 161, n. 2, p. 68–72, 2015. DOI: <https://doi.org/10.19206/CE-116893>.

ANFAVEA. O caminho da descarbonização do setor automotivo no Brasil. [s. l.]: [s. n.], 2021. Disponível em: https://anfavea.com.br/docs/APRESENTACAO_ANFAVEA_E_BCG.pdf. Acesso em: 8 dez. 2024.

ASSIS, M. S. S.; DE CASTRO, D. H.; ARAÚJO MOREIRA, T. A.; RODRIGUES FILHO, F. A.; TEIXEIRA MALAQUIAS, A. C.; COELHO BAÊTA, J. G. [CEFET-MG]. Numerical study of compression ratio influence on specific fuel consumption of an ethanol-fueled engine using GT-Power code. SAE Technical Paper 2022-36-0075. Warrendale: SAE International, 2023. Disponível em: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2022-36-0075/>. Acesso em: 3 maio 2024.

ASSIS, Marcelo Suman Silva. Simulação numérica 1D do desempenho de um motor monocilíndrico com razão volumétrica de compressão variável operando com E100. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG), Belo Horizonte, 2022. Disponível em: <https://repositorio.cefetmg.br/items/b36b3f6f-308f-4138-8f40-aea353eb95bc/full>

MAGALHÃES AVELAR, F.; RODRIGUES FILHO, F.; DA COSTA, R.; DUARTE, V.; MAGALHÃES AVELAR, I.; DE SOUSA GAMA, H.; DE SOUZA, J. [CEFET-MG]. Numerical model of SI engine using GT-Power code. SAE Technical Paper 2019-36-0170. Warrendale: SAE International, 2020. Disponível em: <https://legacy.sae.org/publications/technical-papers/content/2019-36-0170/>.

BALAZADEH, NAVID; MUNSHI, SANDEEP; SHAHBAKHTI, MAHDI; McTAGGART-COWAN, GORDON. Predicting transient performance of a heavy-duty gaseous-fuelled engine

using combined phenomenological and machine learning models. *International Journal of Engine Research*, Surrey, BC/ Vancouver, BC/ Edmonton, AB, vol. 26, no. 7, p. 1070–1087, 2025. DOI: 10.1177/14680874241305732.

CHOI, SEUNGMOK; KOLODZIEJ, CHRISTOPHER P.; HOTH, ALEXANDER; WALLNER, THOMAS. Development and Validation of a Three Pressure Analysis (TPA) GT-Power Model of the CFR F1/F2 Engine for Estimating Cylinder Conditions. In: *WCX WORLD CONGRESS EXPERIENCE*, 2018. Anais [...]. [S. l.]: SAE International, 2018. p. 2018-01-0848. Disponível em: <https://www.sae.org/content/2018-01-0848/>. Acesso em: 7 abr. 2025.

SILVA, THIAGO RODRIGO VIEIRA DA. Estudo de estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo-alimentado para maximização da eficiência global. 2017. 218 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – UFMG, Belo Horizonte, 2017. Disponível em: <https://repositorio.ufmg.br/items/5efdca26-7d8d-4bc2-a495-afa29c90ccc2>. Acesso em: 1 mar. 2025.

DA SILVA TRINDADE, W. R.; DOS SANTOS, R. G. 1D modeling of SI engine using n-butanol as fuel: adjust of fuel properties and comparison between measurements and simulation. *Energy Conversion and Management*, [s. l.], v. 157, p. 224–238, 2018. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.12.003.

DEPCIK, CHRISTOPHER; ALAM, SHAH SAUD; MADANI, SEYEDAMIRHOSSEIN; AHLGREN, NATE; McDANIEL, ELIJAH; BURUGUPALLY, SINDHU PREETHAM; HOBECK, JARED D. Determination of a heat transfer correlation for small internal combustion engines. *Applied Thermal Engineering*, [s. l.], vol. 228, p. 120524, 2023. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120524.

DWYER, M. EIA projects global conventional vehicle fleet will peak in 2038 — U.S. Energy Information Administration (EIA), 2021. Disponível em: <https://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=50096>. Acesso em: 26 abr. 2025.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Balanço Energético Nacional 2024: ano base 2023. Rio de Janeiro: EPE, 2024. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2024>. Acesso em: 25 abr. 2025

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Demanda de Energia dos Veículos Leves: 2023-2032. Nota Técnica NT-EPE-DPG-SDB-2022-09. [S. l.]: EPE, 2023. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes/Demanda_Veiculos_Leves_2023-2032.pdf.

Acesso em: 1 mar. 2025.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. Internal combustion engines: applied thermosciences. 3rd ed. Chichester, West Sussex, United Kingdom: John Wiley & Sons, Inc., 2016. DOI: 10.1002/9781119454564.

FILHO, F. A. R. Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada. 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014. Disponível em: <https://repositorio.ufmg.br/items/4c6c17ff-437d-40a4-9fbc-03b1337623af>. Acesso em: 13 nov. 2023.

FORD MOTOR COMPANY BRASIL. Manual do Proprietário Ford Fiesta. [S. l.]: [s. d.], 2014. Disponível em: <https://manuall.pt/ford-fieta-2012/>. Acesso em: 23 ago. 2025.

GAMMA TECHNOLOGIES. Engine Performance Application Manual. [S. l.]: Gamma Technologies, 2016. Disponível em: <https://www.gtisoft.com/download/general-download/>. Acesso em: 25 abr. 2025.

GUO, B.; ZHANG, Q.; LI, G.; CAO, C.; LI, Y.; ZHENG, Z.; LIU, F. Effects of hydrogen mixing ratio on combustion and emissions of natural gas-diesel dual-fuel engine with high natural gas substitution rate. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, [s. l.], v. 42, n. 4, p. e14083, 2023. DOI: 10.1002/ep.14083.

GUZZELLA, L.; ONDER, C. H. Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems. Berlin, Heidelberg: Springer, 2010. DOI: 10.1007/978-3-642-10775-7.

HARDMAN, Scott; PLOTZ, Patrick; TAL, Gil; AXSEN, Jonn; FIGENBAUM, Erik; KARLSSON, Sten; REFA, Nazir; SPREI, Frances; WILLIAMS, Brett; WHITEHEAD, Jake; WITKAMP, Bert. Exploring the Role of Plug-In Hybrid Electric Vehicles in Electrifying Passenger Transportation. [S. l.]: U.S. Energy Research Center (UC Davis), 2019. Disponível em: <https://escholarship.org/uc/item/3w53q2h9>.

HEYWOOD, J. B. Internal combustion engine fundamentals. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1988. (McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering).

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 2. ed. [S. l.]: McGraw-Hill Education, 2018.

HLAING, PONNYA; ECHEVERRI-MARQUEZ, MANUEL ALEJANDRO; BURGOS, PAULA; CENKER, EMRE; BEN HOUIDI, MOEZ; JOHANSSON, BENGT. Analysis of Fuel Properties on Combustion Characteristics in a Narrow-Throat Pre-Chamber Engine. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, [s. l.], vol. 3, no. 6, p. 3020–3043, 2021. DOI: 10.4271/2021-01-0474

HLAING, Ponnyia; ECHEVERRI-MARQUEZ, Manuel Alejandro; SINGH, Eshan; ALMATRAFI, Fahad A.; CENKER, Emre; BEN HOUIDI, Moez; JOHANSSON, Bengt. Effect of Pre-Chamber Enrichment on Lean Burn Pre-Chamber Spark Ignition Combustion Concept with a Narrow-Throat Geometry. In: WCX SAE World Congress Experience, 2020. Anais [...]. [S. l.]: SAE International, 2020. p. 2020-01-0825

HLAING, PONNYA; ECHEVERRI MARQUEZ, MANUEL ALEJANDRO; CENKER, EMRE; IM, HONG G.; JOHANSSON, BENGT; TURNER, JAMES W. G. Effects of volume and nozzle area in narrow-throat spark-ignited pre-chamber combustion engines. Fuel, [s. l.], vol. 313, p. 123029, 2022. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.123029

HLAING, PONNYA; SILVA, MICKAEL; MARQUEZ, MANUEL ECHEVERRI; CENKER, EMRE; BEN HOUIDI, MOEZ; IM, HONG G.; TURNER, JAMES W. G.; JOHANSSON, BENGT. Estimates of the air-fuel ratio at the time of ignition in a pre-chamber using a narrow throat geometry. International Journal of Engine Research, [s. l.], vol. 24, no. 2, p. 622–638, 2023. DOI: 10.1177/14680874211059148.

KARIM, GHAZI A. Chemical kinetics of fuel combustion. In: Fuels, Energy, and the Environment. [S. l.]: CRC Press, 2013. DOI: 10.1201/b22232-5.

KISS, ATTILA; SZABÓ, BÁLINT; KUN, KRISZTIÁN; WELTSCH, ZOLTÁN. Prediction of Efficiency, Performance, and Emissions Based on a Validated Simulation Model in Hydrogen–Gasoline Dual-Fuel Internal Combustion Engines. Energies, [s. l.], vol. 17, no. 22, p. 5680, 2024. DOI: 10.3390/en17225680.

KULKARNI, DHANESH; PATIL, ADITYA; WAGH, JEEVAN; CHOUGULE, S. D. Modelling of Internal Combustion Engine using GT Power. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, [s. l.], vol. 8, no. 02, p. 92–94, 2019. DOI: 10.17577/IJERTV8IS020086.

KUTLAR, OSMAN A.; ARSLAN, HÜSEYİN; CALIK, ALI T. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load. *Energy Conversion and Management*, [s. l.], vol. 46, no. 20, p. 3202–3220, 2005. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.03.008.

LIMA, BRUNO SILVA DE. Modelagem tridimensional da combustão em um motor adaptado com pré-câmara. *Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — (UFMG), Belo Horizonte*, 2018. Disponível em: <https://repositorio.ufmg.br/items/fdf5c1e8-e23a-4f8b-8520-5464890aa948>

LIU, WANG; ZHANG, HAO; LI, JUN; WANG, YANG; XU, MING; WANG, QI. Numerical study on effects of EGR on combustion and NO_x emissions of gasoline blended dissociated methanol gas engine. *Energy Reports*, [s. l.], vol. 9, The 8th International Conference on Sustainable and Renewable Energy Engineering, p. 245–249, 2023. DOI: 10.1016/j.egy.2023.09.174.

LÓPEZ, EZEQUIEL JOSÉ; NIGRO, NORBERTO MARCELO. Validation of a 0D/1D computational code for the design of several kind of internal combustion engines. *Latin American Applied Research*, [s. l.], v. 40, n. 2, p. 175–184, 2010.

MACEDO, I. C.; SEABRA, J. E. A.; SILVA, J. E. A. R. Green house gases emissions in the production and use of ethanol from sugarcane in Brazil: The 2005/2006 averages and a prediction for 2020. *Biomass and Bioenergy*, [s. l.], vol. 32, no 7, p. 582–595, 2008. DOI:10.1016/j.biombioe.2007.12.006

MOREIRA, T. A. A.; AMBRÓSIO, P. H.; BORGHI, F. T.; MINETI, L. B.; NEVES, A. C.; VALLE, R. M. Modeling of a Torch Ignition System Using One-Dimensional Model of Computational Simulation. *SAE Technical Paper*, 2014. DOI: 10.4271/2014-36-0332.

NAJM, S. M.; ALI, O. M.; ALOMAR, O. R. Simulation of a gasoline engine performance and thermal efficiency at variables compression ratio. *AIP Conference Proceedings*, [s. l.], vol. 2862, no 1, p. 020018, 2023. DOI: 10.1063/5.0171464.

PEDROSA, J. G.; TONINI, A. M.; CORGOSINHO, R. R.; DUENHAS, F. O. Automobildade e sustentabilidade: distorções produzidas no princípio da sustentabilidade pela indústria automobilística. REMEA - Revista Eletrônica do Mestrado em Educação Ambiental, [s. l.], v. 33, n. 3, p. 281–301, 2016. DOI: 10.14295/remea.v33i3.5972.

OINSOT, T.; VEYNANTE, D. Theoretical and Numerical Combustion. [S. l.]: Edwards, 2005.

QIAO, J.; LI, Y.; WANG, S.; WANG, P.; LIU, J. Experimental investigation and numerical assessment of the effects of EGR and hydrogen addition strategies on performance, energy and exergy characteristics of a heavy-duty lean-burn NGSI engine. Fuel, [s. l.], v. 275, p. 117824, 2020. DOI: 10.1016/j.fuel.2020.117824.

RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. Diesel engine transient operation: Principles of operation and simulation analysis. Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis, [s. l.], p. 1–390, 2009. DOI:10.1007/978-1-84882-375-4

SAASTAMOINEN, J.; KILPINEN, P.; NORSTRÖM, T. New simplified rate equation for gas-phase CO oxidation at combustion. Energy & Fuels, [s. l.], v. 14, n. 6, p. 1156–1160, 2000. DOI: 10.1021/ef000021e.

ŠARIĆ, S.; BASARA, B.; ŽUNIČ, Z. Advanced near-wall modeling for engine heat transfer. International Journal of Heat and Fluid Flow, [s. l.], v. 63, p. 205–211, 2017. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.06.019.

SOARES, E. P. R. Internal combustion engine numerical simulation operating with gasohol (E25) and provided with a stratified torch ignition system. 2024. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – CEFET-MG, [s. l.], 2024. Disponível em: https://sig.cefetmg.br/sigaa/public/programa/defesas.jsf?lc=pt_BR&id=630

STONE, R. Introduction to Internal Combustion Engines. 4. ed. London: Macmillan Education UK, 1999. Disponível em: <http://link.springer.com/10.1007/978-1-349-14916-2>.

SUGHAYYER, M. Effects of Hydrogen Addition on Power and Emissions Outputs from Diesel Engines. Journal of Power and Energy Engineering, [s. l.], v. 4, n. 1, p. 47–56, 2016. DOI: 10.4236/jpee.2016.41003.

TALATI, H.; KORAY, O.; ASLAN, M.; GÜLER, M. Optimal design and analysis of a novel variable-length intake manifold on a four-cylinder gasoline engine. *Applied Thermal Engineering*, [s. l.], v. 200, p. 117631, 2022. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117631.

TEODOSIO, L.; SANTOS, F.; PEREIRA, R.; ALMEIDA, J. 1D/3D simulation procedure to investigate the potential of a lean burn hydrogen fuelled engine. *Journal of Physics: Conference Series*, [s. l.], v. 2385, n. 1, p. 012085, 2022. DOI: 10.1088/1742-6596/2385/1/012085.

TIAN, Z.; LI, X.; WANG, Y.; ZHANG, H.; CHEN, J. Numerical comparative analysis on performance and emission characteristics of methanol/hydrogen, ethanol/hydrogen and butanol/hydrogen blends fuels under lean burn conditions in SI engine. *Fuel*, [s. l.], v. 313, p. 123012, 2022. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124374.

TORRES, D. J. G. Análise de desempenho e emissões de um motor de combustão interna operando com duas diferentes taxas de compressão e diversas misturas de etanol e água. 2018. 173 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Centro Universitário da FEI, [s. l.], 2018. Disponível em: <https://repositorio.fei.edu.br/items/258dbeac-f6b4-4cad-b233-b52dd72be998>.

UNICA. Uso do etanol evitou a emissão de 535 milhões de toneladas de CO₂. [S. l.], 2019. Disponível em: <https://unica.com.br/noticias/uso-do-etanol-evitou-a-emissao-de-535-milhoes-de-toneladas-de-co2eq-em-16-anos/>. Acesso em: 12 set. 2024.

VINHOLE, T. Frota brasileira passa de 123 milhões de veículos; caminhões e ônibus são 4% do total. [S. l.], 2025. Disponível em: <https://estradao.estadao.com.br/caminhoes/frota-brasileira-passa-de-123-milhoes-de-veiculos-caminhoes-e-onibus-sao-4-do-total/>. Acesso em: 26 abr. 2025.

WORLD ENERGY OUTLOOK 2023 – ANALYSIS. [S. l.], 2023. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023>. Acesso em: 28 jul. 2024

ZHANG, Z.; LIANG, K.; PAN, M.; WANG, H.; SANG, H.; ZHOU, S.; ZHANG, S.; GUAN, W. Exhaust emissions prediction in spark ignition engine using LightGBM optimized with the marine predators algorithm. *Applied Thermal Engineering*, [s. l.], v. 275, p. 126800, 2025. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126800.

ZSOLDOS, B.; NAGY, A. L.; ZÖLDY, M. Development Process of TGDI SI Engine Combustion Simulation Model Using Ethanol–Gasoline Blends as Fuel. *Applied Sciences*, [s. l.], v. 15, n. 15, p. 8677, 2025. DOI: 10.3390/app15158677.