

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

DANIEL DO VALLE ROTTER

SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA A OTIMIZAÇÃO DE UM MOTOR DE BAIXA
CILINDRADA PARA COMPETIÇÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.

Joinville
2022

DANIEL DO VALLE ROTTER

SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA A OTIMIZAÇÃO DE UM MOTOR DE BAIXA
CILINDRADA PARA COMPETIÇÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville
da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Leonel Rincón Cancino

Joinville
2022

DANIEL DO VALLE ROTTER

SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA A OTIMIZAÇÃO DE UM MOTOR DE BAIXA
CILINDRADA PARA COMPETIÇÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 18 de março de 2022.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Leonel Rincón Cancino
Orientador(a)
Presidente

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof^a. Dr^a. Sueli Fischer Beckert
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Eng. Alan Moura Pastre
Membro(a)
Renault do Brasil

Dedico este trabalho a todas as crianças que sonham o impossível.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Eliza, Conrado, Dinho e Meire, por todo cuidado, suporte e por acreditarem tanto no meu potencial. Às minhas irmãs, Caroline e Danielle, essenciais ao meu crescimento. Sem vocês nada seria possível.

À minha companheira de vida Beatriz, minha grande força, por cada dia me ensinar mais sobre o amor, por dividir sua vida comigo, pelo apoio nessa fase final da graduação e por nunca deixar eu desistir dos meus sonhos.

Aos membros da equipe EFICEM pelas horas dedicadas na oficina, em especial aos meus amigos e capitães Natan Vidal e Jefferson Mika, por toda a luta e entrega ao projeto, aos líderes de célula Johann August e Bruno Fernandes por cada troca e sorrisos, e ao Flávio Bruni pela ajuda nas medições.

Aos meus amigos do grupo Mirabolantes, por todos os momentos especiais, principalmente aos que compartilharam teto comigo, Bruno Assis, Bruno Serpa e Mateus Magalhães. Agradecimento especial aos All Stars, Giovanni Ormeneze, Gabriel Ari e Gian Valle por tornarem todas as noites de estudo mais leves e enriquecedoras.

Por último e não menos importante, ao meu professor e orientador Dr. Leonel Rincón Cancino pela orientação e por todos os ensinamentos, e aos demais professores da Universidade Federal de Santa Catarina que me deram a base para minha carreira profissional e para a realização desse trabalho.

"Mudar é fácil. Melhorar é muito mais difícil."
Ferdinand Porsche.

RESUMO

O aquecimento global é um dos maiores problemas que a sociedade moderna está enfrentando, e a fonte de energia mais utilizada nos veículos de hoje, os combustíveis nos motores de combustão interna, são um dos maiores vilões. Este assunto tem sido amplamente discutido por agências governamentais, instituições de pesquisa e pela indústria, pressionando-as a encontrar soluções, desenvolvendo motores mais limpos e mais eficientes. Visando essas soluções, a Shell Oil Company criou a competição Shell Eco Marathon (SEM) para incentivar os estudantes universitários a projetar e construir alguns dos protótipos veiculares mais eficientes do mundo, com base nas matrizes energéticas existentes. Neste trabalho, ao combinar a análise computacional, usando AVL-BOOST™, com uma ferramenta de melhoria contínua (Design of Experiments - DOE), foi realizado um estudo de otimização de motores. Para este fim, foi utilizado um motor de combustão interna de um cilindro, de 35,8cc e 1,4hp, de ignição por faísca, usado pela equipe EFICEM/CTJ/UFSC na Shell Eco-Marathon. A simulação numérica requer a alimentação do programa com os parâmetros geométricos e de operação do motor e, usando DOE para alternar alguns desses parâmetros, tais como razão de compressão, geometria e tamanho da tubulação, tempo de válvula e avanço da ignição, tornou possível determinar o melhor desempenho possível do motor comparando o resultado com os dados obtidos da documentação técnica do motor, bem como as curvas de operação de potência e torque para a validação e otimização do modelo. Os modelos de transferência de calor utilizados em tubulações e cilindros, assim como o modelo de combustão, foram escolhidos com base na revisão da literatura. Dependendo do parâmetro explorado do motor, foi possível obter melhorias na faixa de 11% a 26% no consumo específico de combustível, potência e torque.

Palavras-chave: Motor a combustão interna. Eficiência energética. Design of experiments.

ABSTRACT

Global warming is one of the major problems that modern society is facing, and the most widely used energy source in vehicles today, the fuels in the internal combustion engines, are one of the biggest villains. This matter has been discussed widely by government agencies, research institutions, and the industry, pressing them to find solutions, developing cleaner and more efficient engines. Aiming at these solutions, Shell Oil Company created the Shell Eco Marathon (SEM) competition to encourage university students to design and build some of the world's most efficient vehicular prototypes based on the existing energy matrices. In this work, while combining computational analysis, using AVL-BOOST™, with a continuous improvement tool (Design of Experiments - DOE), an engine optimization study was performed. For this purpose, a single-cylinder, 35,8cc, 1,4hp, spark-ignition internal combustion engine, used by the EFICEM/CTJ/UFSC at the Shell Eco-Marathon, was used. The numerical simulation requires to feed the software with the engine's geometric and operation parameters and, using DOE to alternate some of these parameters such as compression ratio, pipeline geometry and size, valve timing, and spark advance made it possible to determine the best possible engine performance comparing the result with data obtained from the engine's technical documentation as well as the power and torque operation curves for the model validation and optimization. The heat transfer models used in pipelines and cylinders, as well as the combustion model, were chosen based on the literature review. Depending on the explored engine parameter, it was possible to obtain improvements in the range of 11% to 26% in the specific fuel consumption, power and torque.

Keywords: Internal Combustion Engine. Energy Efficiency. Design of Experiments.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Balanço energético de um veículo.	18
Figura 2 – Modelo simplificado de um motor a combustão interna.	21
Figura 3 – Ciclo de operação de um motor de combustão interna 4 tempos. . .	22
Figura 4 – Esquema de princípio de funcionamento do dinamômetro.	24
Figura 5 – Classificação dos modelos de combustão.	27
Figura 6 – Sistema termodinâmico aberto.	29
Figura 7 – Balanço energético do cilindro.	30
Figura 8 – Representação esquemática da combustão normal.	32
Figura 9 – Diagrama Pressão X Ângulo do virabrequim durante a combustão. .	33
Figura 10 – Detecção da detonação no diagrama Pressão X Ângulo do virabrequim.	34
Figura 11 – Variação da curva de BMF variando os parâmetros da função de Wiebe.	35
Figura 12 – Esquema do fluxo do trabalho no motor.	36
Figura 13 – Fluxo de calor através da parede da câmara de combustão.	37
Figura 14 – Modelo geral de um processo.	41
Figura 15 – Planejamento fatorial completo de três níveis.	43
Figura 16 – Protótipos alinhados para a Shell Eco-Marathon Brasil 2018.	44
Figura 17 – Nova carenagem desenvolvida para o protótipo com $c_D = 0,099$. . .	45
Figura 18 – Motor Honda GX35 original de fábrica.	46
Figura 19 – Representação do motor Honda GX35 original em AVL BOOST™. .	48
Figura 20 – Funcionamento de um carburador.	51
Figura 21 – Modelagem 3D superior do motor Honda GX35.	54
Figura 22 – Curvas de abertura e fechamento de válvulas do motor Honda GX35.	55
Figura 23 – Curvas de tendência para o coeficiente de atrito.	56
Figura 24 – Corte longitudinal do motor Honda GX35.	58
Figura 25 – Cálculo para curvatura de dutos.	59
Figura 26 – Modificações realizadas no motor da equipe.	60
Figura 27 – Representação do motor Honda GX35 da equipe em AVL BOOST™.	61
Figura 28 – Curvas de potência e torque do motor Honda GX35.	66
Figura 29 – Comparação das curvas de potência do motor Honda GX35.	67
Figura 30 – Comparação das curvas de torque do motor Honda GX35.	67
Figura 31 – Comparação das curvas de torque e potência dos motores simulados.	68
Figura 32 – Comparação das curvas de BSFC dos motores simulados.	69
Figura 33 – Variação dos fatores durante o DOE.	70
Figura 34 – Histograma do primeiro DOE.	71
Figura 35 – Análise de variância do primeiro DOE.	71

Figura 36 – Gráficos de contornos para diferentes variáveis e resposta em BSFC.	72
Figura 37 – Curvas de potência de determinadas configurações.	74
Figura 38 – Curvas de torque de determinadas configurações.	74
Figura 39 – Curvas de BSFC de determinadas configurações.	75
Figura 40 – Variação dos fatores durante o DOE.	76
Figura 41 – Histograma do segundo DOE.	77
Figura 42 – Matriz de correlação para as variáveis e as respostas.	77
Figura 43 – Curvas de potência de determinadas configurações.	78
Figura 44 – Curvas de torque de determinadas configurações.	79
Figura 45 – Curvas de BSFC de determinadas configurações.	79
Figura 46 – Curvas de torque e potência para o motor otimizado.	80
Figura 47 – Curva de consumo específico para o motor otimizado.	81
Figura 48 – Pressão no cilindro em combustão normal.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes usadas na Equações 20 e 21.	40
Tabela 2 – Parâmetros para a resistência total ao movimento.	46
Tabela 3 – Especificações técnicas do motor Honda GX35.	47
Tabela 4 – Dados do componente motor E1.	49
Tabela 5 – Condições de contorno do sistema SB1 e SB2.	50
Tabela 6 – Parâmetros do filtro de ar CL1.	50
Tabela 7 – Parâmetros do injetor I1.	52
Tabela 8 – Parâmetros geométricos do cilindro C1.	52
Tabela 9 – Parâmetros da modelagem da combustão.	53
Tabela 10 – Parâmetros da modelagem da transferência de calor.	54
Tabela 11 – Parâmetros da especificação dos pórticos das válvulas.	54
Tabela 12 – Parâmetros do sistema de escape PL1.	56
Tabela 13 – Parâmetros dos dutos.	57
Tabela 14 – Alterações dos diâmetros dos dutos de admissão.	57
Tabela 15 – Alterações dos diâmetros do duto de exaustão.	58
Tabela 16 – Parâmetros de curvatura dos dutos.	59
Tabela 17 – Parâmetros do injetor I1.	62
Tabela 18 – Parâmetros dos dutos.	62
Tabela 19 – Parâmetros de curvatura do duto de escape.	63
Tabela 20 – Parâmetros variados durante o primeiro DOE.	65
Tabela 21 – Parâmetros variados durante o segundo DOE.	65
Tabela 22 – Melhoria da eficiência do motor.	69
Tabela 23 – Combinações de parâmetros com menores respostas de BSFC. . .	73
Tabela 24 – Combinações de parâmetros com menores respostas de BSFC. . .	78

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SEM	Shell Eco Marathon
GEE	Gases do efeito estufa
IEA	International energy agency
DOE	Planejamento de experimentos (Design of Experiments)
MCI	Motor a combustão interna
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
SI	Ignição por centelha (Spark Ignited)
BSFC	Consumo específico de combustível ao freio (Brake Specific Fuel Consumption)
BMEP	Pressão média efetiva ao freio (Brake Mean Effective Pressure)
A/F	Mistura ar-combustível
FMEP	Pressão média efetiva de fricção (Friction Mean Effective Pressure)
CFD	Dinâmica dos fluídos computacional (Computational Fluid Dynamics)
BTDC	Antes do ponto morto superior (Before Top Dead Center)
TBI	Injetor no corpo do acelerador (Throttle Body Injection)
OHC	Árvore de cames no cabeçote (Overhead Camshaft)
CAD	Projeto assistido por computador (Computer-aided Design)
CR	Razão de compressão
SOC	Índice da combustão (Start Of Combustion)

LISTA DE SÍMBOLOS

r_c	Razão de compressão
V_t	Volume total do cilindro
V_m	Volume mínimo ou volume morto do cilindro
T	Torque
b	Comprimento do braço do dinamometro
F	Força
P	Potência
ω	Velocidade angular
N	Rotação do motor
$BMEP$	Pressão média efetiva ao freio
n_r	Número de voltas do virabrequim por ciclo completo
V_d	Volume deslocado
$BSFC$	Consumo específico de combustível ao freio
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar
A/F	Relação da mistura ar-combustível
A/F_{st}	Relação ar-combustível estequiométrica
λ	Relação ar-combustível relativa
η_v	Eficiência volumétrica
ρ_{ai}	Densidade do ar de admissão
\dot{m}_j	Fluxos de massa para dentro e para fora do sistema
\dot{Q}	Taxa total de transferência de calor para o sistema
$\sum_i \dot{Q}_{w,i}$	Soma das taxas de transferência de calor em cada parte da fronteira
\dot{W}	Taxa de trabalho realizado
h_j	Entalpia de cada fluxo de massa
$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$	Varição de energia interna no cilindro
$p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$	Varição do trabalho no pistão
$\frac{dQ_F}{d\alpha}$	Varição de energia liberada pelo combustível
$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$	Varição do calor transferido para as paredes do cilindro

$h_{bb} \cdot \frac{dm_{bb}}{d\alpha}$	Varição do fluxo de entalpia devido ao blow-by (perda de pressão gerada pela folga dos anéis do pistão)
$\sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i$	Varição da entalpia que entra no cilindro
$\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h$	Varição da entalpia que sai do cilindro
$\sum \frac{dm_{ev}}{dt}$	Varição da energia consumida pela vaporização do combustível
$\frac{dm_c}{d\alpha}$	Varição de massa no cilindro
$\sum \frac{dm_i}{d\alpha}$	Varição de massa entrando no cilindro
$\sum \frac{dm_e}{d\alpha}$	Varição de massa saindo do cilindro
$\frac{dm_{bb}}{d\alpha}$	Varição de massa perdida pelo blow-by
$\frac{dm_{ev}}{dt}$	Varição de massa de combustível evaporando
x_b	Fração de combustível queimada
θ_0	Início da combustão (SOC)
$\Delta\theta$	Duração da combustão
θ	Ângulo do virabrequim
m	Parâmetro de forma de Wiebe
a	Parâmetro de eficiência de Wiebe
$FMEP$	Pressão média efetiva de fricção
$FMEP_{CS}$	Parcela da pressão média efetiva de fricção do virabrequim
$FMEP_P$	Parcela da pressão média efetiva de fricção do grupo do pistão,
$FMEP_{VT}$	Parcela da pressão média efetiva de fricção do comando de válvulas
$FMEP_{AUX}$	Parcela da pressão média efetiva de fricção para perdas auxiliares
$FMEP_{IP}$	Parcela da pressão média efetiva de fricção da bomba de injeção
$\frac{\nu_{T_{oil}}}{\nu_{T_{oil}=90^\circ C}}$	Efeito de uma mudança na viscosidade do óleo
Q_{wi}	Fluxo de calor através da parede
A_i	Área de superfície
α_w	Coefficiente de transferência de calor
T_c	Temperatura do gás na câmara
T_{wi}	Temperatura da parede
T_L	Temperatura na camisa do cilindro
$T_{L,PMS}$	Temperatura da parede no PMS
$T_{L,PMI}$	Temperatura da parede no PMI
x	Curso relativo do pistão
C_1	Constante

C_2	Constante
D	Diâmetro do cilindro
c_m	Velocidade média do pistão
c_u	Velocidade circunferencial
V_D	Volume deslocado do cilindro
$p_{c,0}$	Pressão do cilindro do motor
$T_{c,1}$	Temperatura no cilindro no fechamento da válvula de admissão
$p_{c,1}$	Pressão no cilindro no fechamento da válvula de admissão
α_p	Coefficiente de transferência de calor no pórtilo
T_d	Temperatura downstream
T_u	Temperatura upstream
T_w	Temperatura de parede no pórtilo
A_w	Área de superfície do pórtilo
\dot{m}	Taxa de fluxo de massa
c_p	Calor específico a pressão constante
h_v	Abertura da válvula
d_{vi}	Diâmetro interior do assento da válvula
m	Massa
g	Gravidade
α	Inclinação da pista
f	Coefficiente de rolamento
A	Área frontal do veículo
c_d	Coefficiente de arrasto
V	Velocidade média
p	Pressão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Objetivo	18
1.1.1	Objetivo Geral	18
1.1.2	Objetivos Específicos	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1	Motores a Combustão Interna (MCI)	20
2.1.1	Ciclo de operação	22
2.1.2	Características Operacionais de Motores	23
2.1.2.1	Torque e Potência	23
2.1.2.2	Pressão Média Efetiva ao Freio (BMEP)	24
2.1.2.3	Consumo Específico de Combustível ao Freio (BSFC)	25
2.1.2.4	Mistura Ar-Combustível (A/F)	25
2.1.2.5	Eficiência volumétrica (η_v)	26
2.1.3	Simulação de Motores	26
2.1.3.1	AVL-BOOST™	28
2.1.4	Equações de conservação	29
2.1.5	Combustão	31
2.1.5.1	Modelo de combustão	34
2.1.5.2	Modelo de atrito	35
2.1.6	Transferência de Calor	37
2.1.6.1	Transferência de calor nos pórticos de válvulas	39
2.2	Design of experiments (DOE)	40
3	METODOLOGIA	44
3.1	Definição do veículo	44
3.2	Definição do motor	46
3.3	Abordagem experimental	47
3.4	Abordagem numérica	47
3.4.1	Modelagem Honda GX35 original	48
3.4.1.1	Motor (E1)	49
3.4.1.2	Condições de contorno (SB1 e SB2)	50
3.4.1.3	Filtro de ar (CL1)	50
3.4.1.4	Sistema de alimentação (I1)	51
3.4.1.5	Cilindro (C1)	52
3.4.1.6	Sistema de escape PL1	55

3.4.1.7	Dutos	56
3.4.2	Modelagem Honda GX35 da equipe EFICEM	59
3.4.2.1	Sistema de alimentação (I1)	61
3.4.2.2	Dutos	62
3.5	Definição das variáveis	63
3.6	Aplicação do DOE	63
4	ANÁLISE DE DADOS	66
4.1	Validação do modelo	66
4.1.1	Curvas de potência	66
4.1.2	Curvas de torque	67
4.2	Simulação do Honda GX35 da equipe EFICEM	68
4.3	Aplicação do DOE	69
4.3.1	Primeiro DOE	70
4.3.2	Segundo DOE	75
4.4	Motor otimizado	80
5	CONCLUSÕES	82
	REFERÊNCIAS	84

1 INTRODUÇÃO

Uma das principais preocupações das novas gerações é o aumento gradativo na temperatura do planeta Terra. O aquecimento global pode trazer resultados catastróficos como a elevação do nível dos oceanos devido ao derretimento das geleiras, levando ao desaparecimento de ilhas e cidades litorâneas, a extinção de espécies entre outros problemas.

A principal causa desse fenômeno é a emissão de gases poluentes, originados de uma série de atividades humanas, que intensificam o efeito estufa, fenômeno natural intimamente ligado às mudanças climáticas. Os gases do efeito estufa (GEE), como por exemplo, o dióxido de carbono e o metano são provenientes da queima de combustíveis fósseis e grande parte dessa queima vem dos meios de locomoção movidos a combustão. Mesmo os governos investindo bilhões em fontes de energia renovável, segundo dados da Agência Internacional de Energia (International energy agency - IEA) mais de 81% da energia que produzimos ainda vem dos combustíveis fósseis (IEA, 2020), sendo que o setor dos transportes o maior consumidor dessa energia.

Tendo em mente as ameaças que o meio ambiente está suscetível, a empresa Shell criou uma competição chamada Shell Eco-Marathon, desafiando estudantes do mundo inteiro a não só implementar nos veículos novas alternativas de transformação de energia, como também melhorar as que já existem. Para essa competição, a equipe de eficiência energética EFICEM, da Universidade Federal de Santa Catarina - Campus de Joinville, busca uma mobilidade urbana mais sustentável a partir de dois protótipos, um movido a gasolina e outro elétrico. Para melhorar a eficiência desses protótipos é necessário melhorar todas as áreas onde há perda de energia dos veículos.

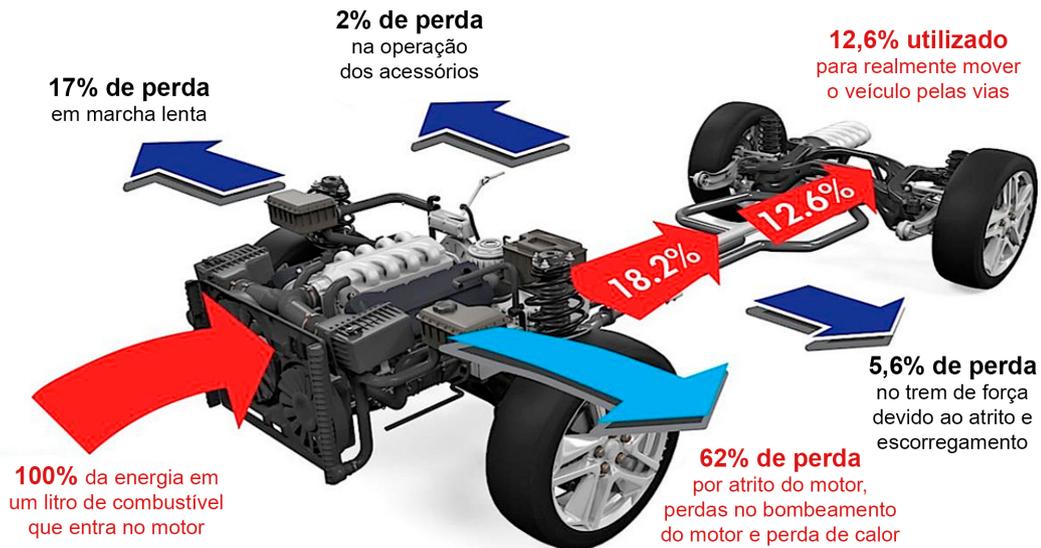
Nos dias de hoje existem muitas técnicas que fazem uso de ferramentas estatísticas para analisar dados e com isso otimizar processos existentes ou explorar novos. O Design of Experiments (DOE) é uma ferramenta muito usada em diversas áreas e também na indústria para se realizar um planejamento de experimentos, avaliando diversos fatores que influenciam nos processos e com isso, obter resultados precisos, economizando recursos e tempo de experimentos.

Com o objetivo de melhorar os protótipos, a equipe está buscando aprimorar os setores mais impactantes na eficiência do veículo. A maximização do rendimento do powertrain é uma das primeiras alternativas disponíveis à equipe, por ter impacto direto nas emissões dos GEE e conseqüentemente no consumo de combustível.

A partir de um balanço energético é possível definir que a eficiência de um veículo está relacionada a fatores como eficiência mecânica dos diferentes

componentes, eficiência do motor de combustão interna (MCI) e/ou motor elétrico, resistência ao rolamento e o arrasto aerodinâmico presente em todos os veículos. A Figura 1 mostra todas as perdas que estão envolvidas em um veículo em termos de porcentagem, sendo que as perdas pela eficiência do motor retiram 62% de toda a energia produzida por um veículo.

Figura 1 – Balanço energético de um veículo.



Fonte: Adaptado de Andwari et al. (2019, p. 3).

Como mostrado acima, a área em que a energia produzida em um veículo é mais desperdiçada é a do motor. Para uma competição de eficiência energética é necessário diminuir ao máximo essas perdas. Por isso, aliando o uso de ferramentas computacionais como o AVL-BOOST e técnicas de melhoria como o DOE, o presente trabalho consistirá na simulação numérica de diversos fatores que influenciam no funcionamento de um motor a combustão interna de baixa cilindrada movido a gasolina, para que seja possível encontrar a combinação desses fatores que melhor alie eficiência, custo e confiabilidade.

1.1 OBJETIVO

Para resolver o problema da perda de energia por conta da eficiência de um motor a combustão interna em um protótipo de eficiência energética, o presente trabalho tem os seguintes objetivos.

1.1.1 Objetivo Geral

Definir, a partir da realização de um DOE e com o auxílio de simulações numéricas e análises estatísticas, a melhor configuração para o motor a combustão

interna do protótipo de eficiência energética a gasolina da equipe EFICEM, melhorando seu rendimento e eficiência.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para alcançar o objetivo geral, algumas atividades serão realizadas e estão descritas como objetivos específicos:

- Compreender e aprimorar o funcionamento do motor para diversas rotações;
- Desenvolver uma metodologia de melhoria para outros sistemas dos protótipos da equipe;
- Desenvolver um modelo de simulação no AVL-BOOST para servir como base para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os motores a combustão interna foram fundamentais para o desenvolvimento da sociedade, mas os produtos finais relacionados ao seu funcionamento vem trazendo problemas ambientais graves. Para realizar um estudo de melhoria da eficiência de um motor de baixa cilindrada, e conseqüentemente, diminuição das emissões de GEE, foi necessário o aprofundamento no funcionamento e simulação de motores a combustão interna e métodos estatísticos de análise de melhorias. Ao longo deste capítulo são apresentados os conceitos que serão abordados durante o decorrer do presente trabalho. Sendo estes de suma importância para o embasamento teórico e para o entendimento dos métodos utilizados e resultados obtidos na realização desse estudo.

2.1 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

Há mais de dois séculos a sociedade vem se beneficiando da energia produzida por motores a combustão interna. Essa máquina térmica é capaz de produzir energia mecânica a partir da energia química contida nos combustíveis que é liberada pela queima ou oxidação de combustível dentro do motor. Essa transferência de trabalho que fornece a potência desejada ocorre diretamente entre a mistura comburente-combustível e os componentes mecânicos do motor (HEYWOOD, 2018).

Esses motores podem ter diferentes classificações. Brunetti (2012) cita diversas formas de classificar um MCI, por exemplo quanto ao movimento do pistão: alternativo (Otto e Diesel) ou rotativo (Wankel e Quasiturbine); quanto ao tipo de ignição: motor de ignição por faísca (ou Otto) e motor de ignição espontânea (ou Diesel); quanto ao número de tempos do ciclo de operação (2 e 4 tempos); quanto à disposição dos órgãos internos (boxer, radial, em linha, em V e etc); Os MCI ainda podem ser classificados de acordo com os sistemas presentes, como quanto ao sistema de alimentação: por carburador ou um sistema de injeção; quanto ao sistema de arrefecimento (ar ou água); quanto ao comando de válvulas, sendo considerada posição do comando, número de válvulas, etc.; quanto ao sistema de admissão de ar, podendo ser alimentado naturalmente, por turbocompressor ou por compressor mecânico entre muitas outras classificações.

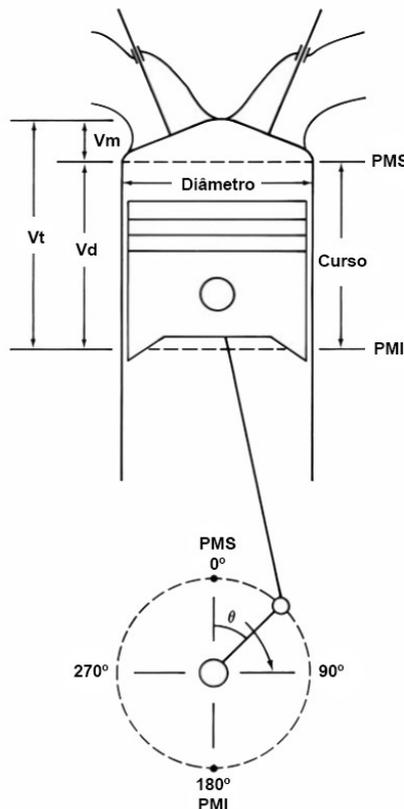
O funcionamento de um MCI alternativo é explicado por Heywood (2018) pela transmissão de potência de uma alta pressão e temperatura dos gases da combustão dentro do cilindro para um pistão que se movimenta linearmente dentro desse cilindro. Esse pistão é conectado a uma haste chamada biela, por sua vez conectada a uma manivela, ou virabrequim, que realiza um movimento circular, podendo, por exemplo,

transmitir potência para a roda de um veículo.

Como apresentado por Heywood (2018) e mostrado na Figura 2, alguns parâmetros relevantes do motor são o diâmetro interno do cilindro (Diâmetro), o deslocamento ou curso do pistão (Curso) e o volume deslocado (V_d) que é o deslocamento volumétrico do pistão durante seu curso. Além disso, quando o cilindro está no seu volume mínimo ou volume morto (V_m), o pistão está no ponto morto superior (PMS), ou 0 graus no virabrequim e quando o volume do cilindro é máximo ou volume total (V_t), o pistão está no Ponto morto inferior (PMI), ou 180 graus no virabrequim. A razão entre os volumes máximo e mínimo é denominada razão de compressão (r_c) e é dada pela equação 1. Dependendo do tipo de ignição do motor, o valor de r_c varia, podendo ser na faixa de 8 a 12 para motores de ignição por faísca e de 14 a 22 para motores de ignição por compressão.

$$r_c = \frac{\text{Volume máximo do cilindro}}{\text{Volume mínimo do cilindro}} = \frac{V_t}{V_m} \quad (1)$$

Figura 2 – Modelo simplificado de um motor a combustão interna.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

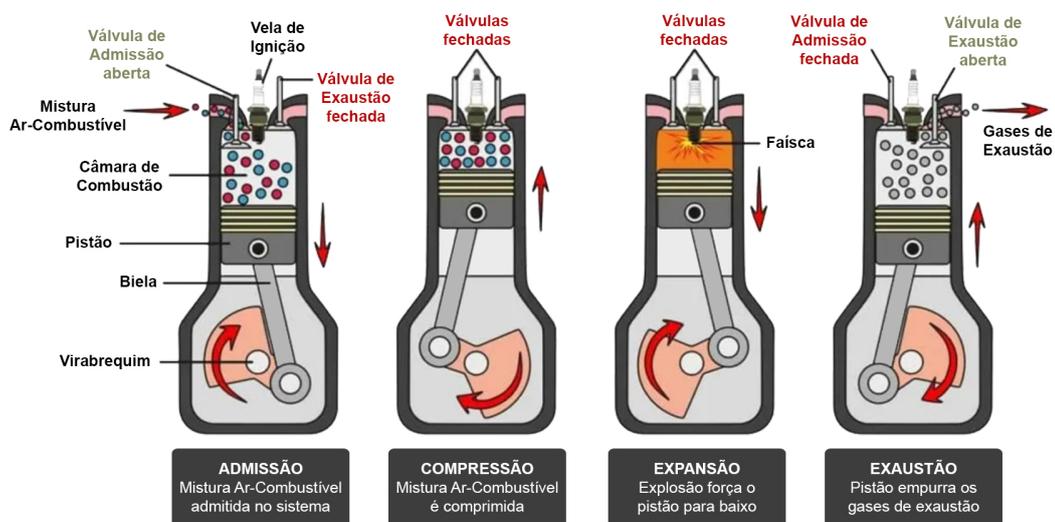
De acordo com Heywood (2018), quando um MCI está impulsionando um veículo, ele deve fornecer potência suficiente para acelerar o automóvel e superar as resistências ao movimento, como arrasto aerodinâmico, resistência ao rolamento,

gravidade e qualquer outra força que seja realizada contra o movimento, bem como superar as perdas por atrito no sistema. Além de todas essas perdas, como o motor é uma máquina térmica, ainda perde energia devido ao seu funcionamento, deixando de transformar 100% da energia química em energia mecânica. Conforme apontado por Abedin et al. (2013), a potência dos motores automotivos está geralmente na faixa de 25% a 28% para motores com ignição por centelha (SI), tendo 17-26% de perda de resfriamento, 36-50% de perda de escapamento e 3-10% outras perdas. Para melhorar a eficiência do protótipo veicular, é necessário melhorar todas as áreas onde se há perda de energia nos veículos. Maximizar o desempenho do trem de força é uma das primeiras alternativas à disposição, pois impacta diretamente na eficiência energética, reduz as emissões de GEE e o consumo de combustível.

2.1.1 Ciclo de operação

O modelo de ciclo de operação mais difundido dos motores a combustão interna foi proposto por Nicolaus A. Otto com seu protótipo lançado em 1876. Segundo Heywood (2018), a maioria dos MCI funcionam em quatro tempos, englobando os motores movidos a gasolina, diesel ou etanol, em que cada pistão se desloca entre os ponto morto superior e inferior, ou seja, a distância de seu curso, quatro vezes, fazendo com que o virabrequim rotacione 720° (ou duas revoluções completas) para completar um ciclo. A Figura 3 ilustra os quatro tempos de operação do motor a combustão interna com ignição por faísca, sendo eles o de admissão, o de compressão, o de expansão ou explosão e o de exaustão.

Figura 3 – Ciclo de operação de um motor de combustão interna 4 tempos.



Fonte: Adaptado de Engineering Learn (2019)

O autor Martins (2006) explica, seguindo a ordem da Figura 3, os tempos de um motor de combustão interna de ciclo Otto, ou seja, de ignição por faísca como:

1. Tempo de admissão: o pistão se movimenta do PMS ao PMI, com a válvula de admissão aberta, provocando uma depressão no interior do cilindro e induzindo a entrada da mistura ar-combustível vinda do sistema de alimentação.
2. Tempo de compressão: o pistão se movimenta do PMI ao PMS com as válvulas de admissão e exaustão fechadas, comprimindo a mistura ar-combustível e modificando o estado termodinâmico para temperaturas e pressões bastante elevadas quando comparado ao início dessa etapa. No entanto é importante que a temperatura fique abaixo da temperatura de auto-ignição da mistura.
3. Tempo de expansão: No momento em que o pistão chega ao final do curso da compressão, no PMS, uma faísca é lançada entre os eletrodos da vela fazendo com que ocorra a explosão da mistura, gerando trabalho para o conjunto por intermédio da pressão sobre a superfície do pistão, movimentando-o abruptamente até o PMI.
4. Tempo de exaustão: o pistão se movimenta do PMI ao PMS utilizando da inércia gerada no tempo anterior, limpando o interior cilindro e expulsando os gases resultantes da combustão.

2.1.2 Características Operacionais de Motores

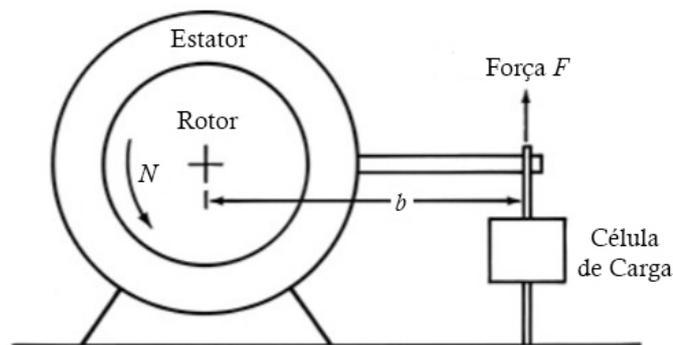
Os motores de combustão interna possuem diversas características de desenho e de funcionamento que os especificam. Essas características são essenciais durante o desenvolvimento dos MCI, e podem ser dimensionais como curso, deslocamento do pistão e razão de compressão, ou operacionais como potência, torque, velocidade do motor, pressão média, eficiência volumétrica e consumo de combustível. Segundo Brunetti (2012), para o estudo experimental dos MCI, ao qual se busca conhecer suas características de desempenho para posterior aplicação ou a fim de desenvolvê-lo de forma a torná-lo mais eficiente, é utilizado um conjunto de propriedades que, além de fornecer informações relevantes sobre suas condições de funcionamento, pode gerar curvas que irão caracterizá-los individualmente permitindo até compará-lo com outros motores.

2.1.2.1 Torque e Potência

O torque é a medida da capacidade do motor de realizar trabalho e a potência é a taxa em que esse trabalho é realizado. Eles são parâmetros práticos importantes, sendo que seus valores máximos definem muitas vezes as especificações do motor e o desempenho do mesmo. De acordo com Heywood (2018) o torque que um motor fornece através de seu eixo de acionamento é normalmente medido com um

dinamômetro. A Figura 4 mostra o princípio de funcionamento de um dinamômetro ao qual o eixo do motor é conectado ao rotor que por sua vez é acoplado a um estator apoiado em rolamentos de baixa fricção e "travado" sobre uma célula de carga colocada no extremo de um braço de comprimento b , resultando uma força F , medida por esta.

Figura 4 – Esquema de princípio de funcionamento do dinamômetro.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Usando a notação da Figura 4, se o torque médio exercido pelo motor for T , então a Equação 2 define o cálculo do torque usando o dinamômetro.

$$T = F * b \quad (2)$$

A potência P fornecida pelo motor e absorvida pelo dinamômetro é o produto do torque e da velocidade angular (ω , em rad/s) ou da rotação do motor (N , em rotações/segundo) como mostrado na Equação 3.

$$P = T * 2\pi * N = T * \omega \quad (3)$$

2.1.2.2 Pressão Média Efetiva ao Freio (BMEP)

Embora o torque seja uma medida importante da capacidade de trabalho de um determinado motor, ele depende do tamanho do motor. De acordo com Martins (2006), um parâmetro importante na comparação entre motores é a chamada pressão média efetiva ao freio (BMEP), que é definida como o trabalho efetuado por ciclo pelo volume do cilindro deslocado por ciclo. Com o BMEP é possível comparar motores diferentes, de modo a distinguir aquele para o qual o volume deslocado foi melhor aproveitado para produção de trabalho. A Equação 4 representa o BMEP em termos da potência P ou em termos do torque T , sendo n_r o número de voltas do virabrequim por ciclo completo (2 para motores 4 tempos e 1 para motores 2 tempos), V_d o volume deslocado e N é a rotação do motor.

$$BMEP = \frac{P * n_r}{V_d * N} = \frac{T * n_r * 2\pi}{V_d} \quad (4)$$

2.1.2.3 Consumo Específico de Combustível ao Freio (BSFC)

Heywood (2018) aponta que durante os testes do motor, o consumo de combustível é medido como uma vazão, ou seja, um fluxo de massa por unidade de tempo, dado por \dot{m}_f . Porém, um parâmetro que reflete melhor a eficiência de um MCI, que queima combustível e produz energia rotacional, é o Consumo Específico de Combustível ao Freio (BSFC). Como mostrado na Equação 5, o BSFC (em g/J ou g/kWh) é dado pela vazão mássica de combustível \dot{m}_f (dado em g/h) por unidade de potência de saída (dado por kWh), sendo um parâmetro normalizado, isto é, independente do tamanho do motor, sendo baixos valores de BSFC mais desejáveis.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (5)$$

2.1.2.4 Mistura Ar-Combustível (A/F)

Durante o desenvolvimento de um MCI, deve-se levar em consideração algumas condições de operação desse motor. Como Martins (2006) afirma, por conta do volume deslocado fixo, o motor é limitado pela quantidade de ar que pode entrar e também recebe uma certa quantidade de combustível. Esses valores são medidos respectivamente pelo fluxo de massa de ar, \dot{m}_{ar} , e pelo fluxo de massa de combustível, \dot{m}_f . A relação entre esses dois valores é chamada de relação ar-combustível (A/F) e é dada pela Equação 6.

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_f} \quad (6)$$

Na reação de oxidação do combustível, quando existe uma quantidade de oxigênio suficiente para a conversão de todo esse combustível em produtos completamente oxidados, ou seja, quando a reação de combustão está completamente balanceada, pode-se dizer que a relação ar-combustível é estequiométrica (A/F_{st}). A relação ar-combustível relativa λ é dada pela Equação 7, que descreve a razão entre a relação ar-combustível dada no motor e a estequiométrica. Um motor ao qual se forneça menos combustível e, conseqüentemente, excesso de ar, é referida como uma mistura pobre ($\lambda > 1$), e ao contrário, uma mistura com deficiência de ar chama-se mistura rica ($\lambda < 1$). Os motores de ignição por centelha podem ser operados de forma homogênea com $\lambda = 1$, ou quase homogêneo ($\lambda > 1$). Enquanto os motores diesel são sempre operados com ar em excesso ($\lambda > 1$), e os pequenos motores de dois tempos são predominantemente operados na faixa de deficiência de ar ($\lambda < 1$) (BASSHUYSEN; SCHÄFER, 2004).

$$\lambda = \frac{A/F}{A/F_{st}} \quad (7)$$

2.1.2.5 Eficiência volumétrica (η_v)

O sistema de admissão, que engloba o filtro de ar, duto de admissão, borboleta do acelerador (em um motor SI), coletor de admissão, orifício de admissão, válvula de admissão, restringe a quantidade de ar que pode ser introduzida em um motor de determinado deslocamento. O parâmetro utilizado para medir a eficácia desse processo de introdução de ar em um motor é a eficiência volumétrica η_v (HEYWOOD, 2018). Assim sendo, quanto maior a eficiência volumétrica, melhor a performance do motor, uma vez que quanto maior a quantidade de massa de ar admitida no cilindro, maior a potência resultante no eixo do motor.

A Equação 8 apresenta o cálculo da eficiência volumétrica, sendo que é a razão do entre a massa de ar realmente admitida no motor e a massa de ar que poderia preencher o mesmo volume com propriedades iguais da atmosfera local onde o motor funciona (BRUNETTI, 2012). Considerando \dot{m}_{ar} o volume de ar induzido durante um ciclo, ρ_{ai} a densidade do ar de admissão, V_d o volume deslocado e N a velocidade de rotação do motor, temos:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{ar}}{\rho_{ai}V_dN} \quad (8)$$

Segundo Martins (2006), a maioria dos rendimentos calculados em MCI têm valores inferiores à 1, mas para a eficiência volumétrica esse valor pode ser superior, pois é possível fornecer a um motor mais ar do que caberia no seu volume varrido nas condições normais da admissão. Por exemplo, alguns motores de competição apresentam valores para esta eficiência superiores a 1,3, ou seja, a um motor de Fórmula 1 de 3 litros de volume varrido, seria possível fornecer cerca de 4 litros de ar em cada ciclo sem recorrer à sobrealimentação.

2.1.3 Simulação de Motores

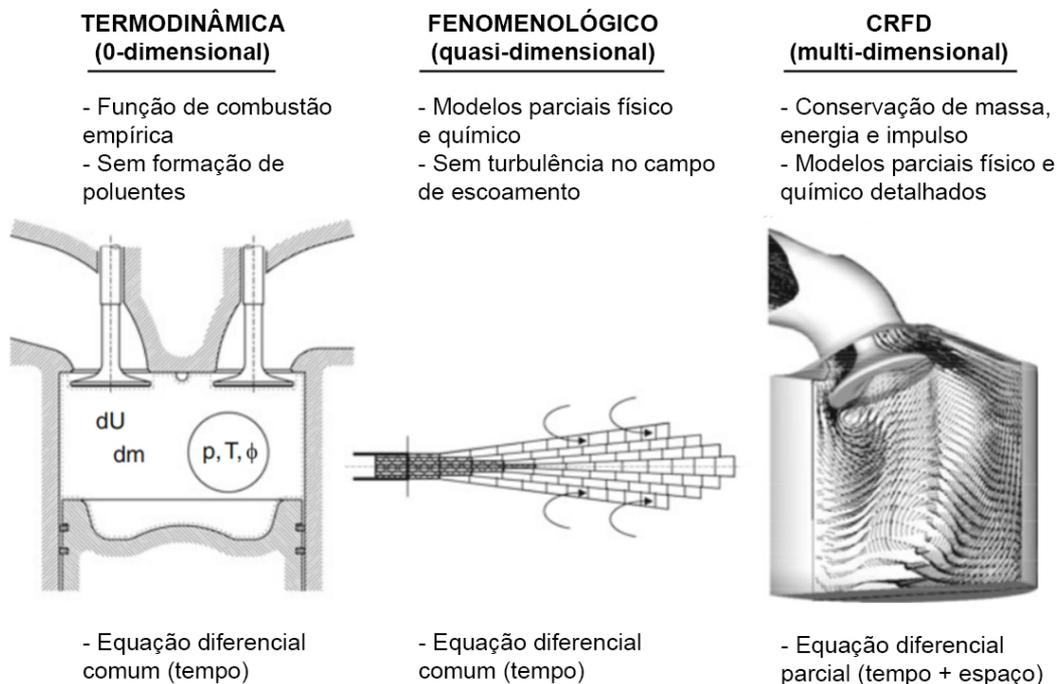
Segundo Heywood (2018) dentro da engenharia, modelar um processo significa desenvolver e usar a combinação apropriada de suposições e equações que permitem que suas características críticas sejam analisadas. Durante o passar dos anos, a evolução do conhecimento básico sobre a física e a química dos fenômenos de interesse, juntamente com o aumento da capacidade dos computadores e programas, como por exemplo o AVL-BOOST™, de resolverem equações e fornecerem soluções, ambas com alto grau de complexidade, trouxeram um aumento significativo na confiabilidade das simulações dos motores.

Para Chiodi (2011), as simulações podem fazer contribuições importantes para a engenharia de motores em diferentes níveis do processo de desenvolvimento. Portanto, dentro de uma indústria de motores cada área tem expectativas bastante

diferentes em relação às simulações. Para os desenvolvedores de MCI, a ênfase é voltada para o ganho de conhecimento. Já os designers visam explorar as possibilidades por meio de cálculos, além dos limites de suas ideias, mesmo durante a fase de descoberta do conceito. Os engenheiros de teste desejam encontrar explicações para fenômenos medidos e se inspirar para buscar melhorias. A gestão, por outro lado, aprecia mais a redução do risco técnico envolvido com um novo desenvolvimento, uma possível redução do tempo de desenvolvimento e investimento, afinal, bancadas de teste de motor são mais caras do que workstations e, por último, reduções em ambos o orçamento de desenvolvimento, bem como, posteriormente, os custos de fabricação durante a produção.

De acordo com Merker, Schwarz e Teichmann (2011) existem vários modelos para o cálculo dos processos de combustão do motor que descrevem características como performance, o consumo de combustível e emissões de poluentes. A Figura 5 mostra os modelos de cálculo, que se diferem pela forma com que é feita a discretização dos elementos dentro da câmara de combustão, o que altera também o tempo de realização dos cálculos. Estes podem ser categorizados como termodinâmicos ou fluidos dinâmicos por natureza, dependendo se as equações que dão ao modelo sua estrutura predominante são baseadas na conservação de energia ou em uma análise completa do movimento do fluido (HEYWOOD, 2018).

Figura 5 – Classificação dos modelos de combustão.



Fonte: Adaptado de Merker, Schwarz e Teichmann (2011)

Os três modelos de cálculo dos processos de combustão do motor apresentados na Figura 5 acima, são descritos por Neto (2013) da seguinte forma:

- Zero-dimensional: também chamada de termodinâmica, a modelagem simplifica a câmara de combustão, tendo como variável independente apenas o tempo, sem levar em consideração turbulência, fração de gases queimados ou outros resíduos;
- Quasi-dimensional: também chamada de fenomenológica, pois discretiza o fenômeno da combustão, criando subdivisões do espaço de combustão em zonas de temperatura variável. Sendo elas a região de gases queimados e a de não queimados, discretizando a frente de chama em lâminas, com dimensões muito inferior ao do volume total da câmara de combustão, mas acaba estimando a turbulência dentro da câmara de combustão, utilizando apenas equações diferenciais em função do tempo, sendo o tempo a única variável independente;
- Multi-dimensionais (CFD): modela a combustão utilizando conservação da massa, energia, quantidade de movimento e impulso, a fim de simular a turbulência e a frente de chama é utilizado equações diferenciais parciais em função do tempo e espaço. Esse modelo ainda utiliza a cinética química para prever as espécies químicas que são liberadas após todo o processo de combustão, sendo ele homogêneo ou não;

2.1.3.1 AVL-BOOST™

Segundo Ranzi (2014), o programa BOOST™, da empresa AVL, é uma ferramenta unidimensional utilizada para o projeto e otimização de motores de combustão interna em termos de fluido dinâmico que permite uma simulação de forma simples e rápida, por considerar a configuração geométrica em uma dimensão. Nele, a combustão é tratada como um processo de liberação de calor e suas correlações empíricas com as paredes do cilindro, cabeçote e pistão, o que possibilita a simulação de fenômenos dentro do cilindro, como trocas de gás, injeção de combustível, geração de mistura, formas de combustão e emissão, entre outras funcionalidades (GRABOWSKI; PIETRYKOWSKI; WENDEKER, 2012 apud ADÃO, 2018).

De acordo com Neto (2013), o programa é capaz de calcular a variação de propriedades termodinâmicas ciclo-a-ciclo ou, em um ciclo, em função do ângulo do virabrequim e, a partir do modelo de combustão adotado, é possível realizar uma simulação zero-dimensional ou quasi-dimensional. A vantagem de se utilizar um simulador zero-dimensional é que no caso mudanças em grandezas escalares, tal como a razão de compressão, não requerem que a geometria completa seja redefinida a cada simulação (CARVALHO, 2011 apud NETO, 2013).

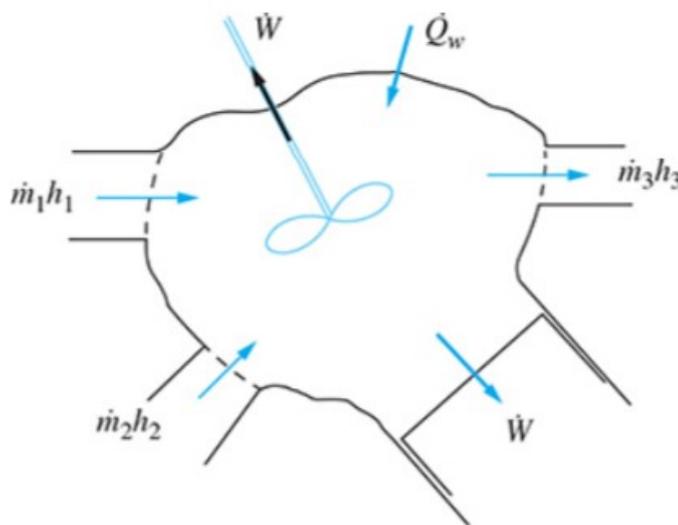
Na modelagem do AVL-Boost™ os valores referentes à geometria da câmara de combustão e do cilindro do MCI simulado, curvas de abertura e fechamento das

válvulas de admissão e escape, são introduzidos no componente Cylinder. Além disso, é nele também que são selecionados os modelos de combustão e transferência de calor adotados pelo simulador e é por isso que, para Neto (2013), esse é o principal elemento utilizado durante a modelagem.

2.1.4 Equações de conservação

Quando esta sendo feita a modelagem do fluxo de um MCI ou de seus processos de combustão, Heywood (2018) aponta que muitas vezes é necessário modelar uma região do motor como um sistema termodinâmico aberto (que permite um fluxo, ou troca, com o ambiente externo através de suas fronteiras). Como por exemplo na modelagem do volume do cilindro ou então dos coletores de admissão e escape (ou porções destes volumes). É possível seguir essa abordagem quando o gás dentro do limite do sistema pode ser assumido uniforme em composição e estado em cada ponto no tempo, como em uma simulação zero-dimensional. Esse sistema aberto é ilustrado na Figura 6.

Figura 6 – Sistema termodinâmico aberto.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Ainda segundo Heywood (2018), as equações importantes em um sistema termodinâmico aberto são as Equações 9 e 10, de conservação de massa e energia, respectivamente. Estas equações para um sistema aberto, com o tempo ou o ângulo da manivela como variável independente, são a base para a construção de modelos termodinâmicos de motores. Para a conservação de massa, a taxa de variação da massa total, \dot{m} , de um sistema aberto é igual à soma dos fluxos de massa para dentro (tomados como positivos) e para fora (tomados como negativos) do sistema, \dot{m}_j . Já para a conservação de energia, \dot{Q} é a taxa total de transferência de calor para o sistema,

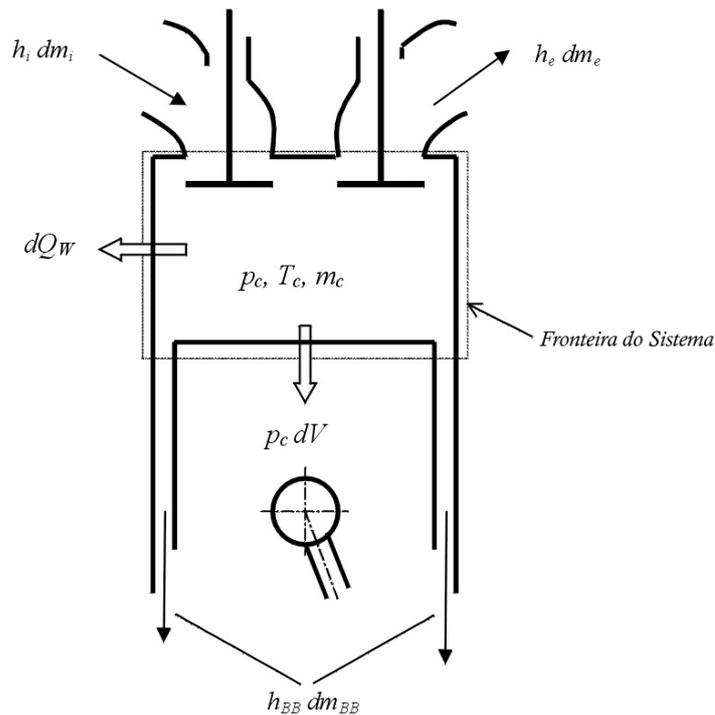
por meio da fronteira do sistema, e igual à soma das taxas de transferência de calor em cada parte da fronteira ($\sum_i \dot{Q}_{w,i}$), \dot{W} é a taxa de trabalho realizado para fora do sistema através da fronteira e h_j é a entalpia de cada fluxo de massa (\dot{m}_j) que entra e sai do sistema.

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad (9)$$

$$\dot{E} = \dot{Q}_w - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad (10)$$

Dentro do programa AVL-BOOST™, para realizar o balanço energético do sistema, o cálculo do estado termodinâmico do cilindro é baseado na primeira lei da termodinâmica (AVL-BOOST, 2020a). A Figura 7, mostra o sistema termodinâmico calculado pelo programa.

Figura 7 – Balanço energético do cilindro.



Fonte: Adaptado de AVL-BOOST™ (2020a)

Em AVL-BOOST™ (2020a) é dada a Equação 11 que descreve a energia desenvolvida pelo fluido no cilindro em função do ângulo do virabrequim dada em Watts (W), sendo o somatório de diversos fatores, como mostrado abaixo.

$$\begin{aligned} \frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = & -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{bb} \cdot \frac{dm_{bb}}{d\alpha} \\ & + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \sum \frac{dm_{ev}}{dt} \end{aligned} \quad (11)$$

Onde:

- $\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} \rightarrow$ Variação de energia interna no cilindro;
- $p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} \rightarrow$ Variação do trabalho no pistão;
- $\frac{dQ_F}{d\alpha} \rightarrow$ Variação de energia liberada pelo combustível;
- $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha} \rightarrow$ Variação do calor transferido para as paredes do cilindro;
- $h_{bb} \cdot \frac{dm_{bb}}{d\alpha} \rightarrow$ Variação do fluxo de entalpia devido ao blow-by (perda de pressão gerada pela folga dos anéis do pistão);
- $\sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i \rightarrow$ Variação da entalpia que entra no cilindro;
- $\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h \rightarrow$ Variação da entalpia que sai do cilindro;
- $q_{ev} \cdot f \cdot \sum \frac{dm_{ev}}{dt} \rightarrow$ Variação da energia consumida pela vaporização do combustível.

Além disso, é possível definir a variação da massa no cilindro em função do ângulo do virabrequim, sendo calculada a partir da soma dos fluxos de massa que entram e saem do sistema. A Equação 12 define a conservação de massa dentro de um cilindro como sendo o somatório da massa que entra pela admissão mais a massa sendo evaporada, menos a massa que sai pela exaustão e pela folga entre o pistão e a câmara.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{bb}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (12)$$

Onde:

- $\frac{dm_c}{d\alpha} \rightarrow$ Variação de massa no cilindro;
- $\sum \frac{dm_i}{d\alpha} \rightarrow$ Variação de massa entrando no cilindro;
- $\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \rightarrow$ Variação de massa saindo do cilindro;
- $\frac{dm_{bb}}{d\alpha} \rightarrow$ Variação de massa perdida pelo blow-by;
- $\frac{dm_{ev}}{dt} \rightarrow$ Variação de massa de combustível evaporando.

2.1.5 Combustão

A combustão da mistura ar-combustível no interior do MCI, é um dos processos que controlam a potência, o desempenho e a emissão de gases poluentes, sendo diferente para os dois principais tipos de motores de combustão interna conhecidos, o de ciclo Otto e o Diesel (FERNANDES, 2011 apud OLIVEIRA, 2018).

Segundo Heywood (2018) a combustão deve liberar energia química da fonte primária (combustível) em um período de tempo relativamente curto entre a compressão e a expansão produzindo os gases da queima em alta pressão e temperatura que se expandem dentro do cilindro, transferindo o trabalho para o pistão. Quanto mais robusto o processo de combustão for, mais suave e confiável será a operação do motor. Além disso, o processo de combustão deve ser rápido, ou seja, deve ocupar um pequena

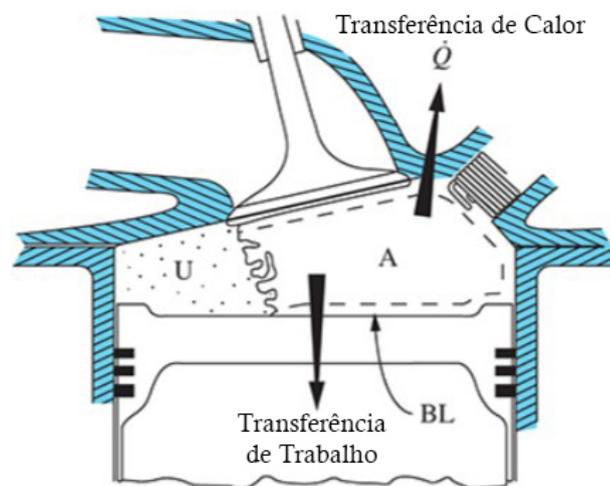
fração do tempo total do ciclo, de modo que a conversão de energia do motor seja eficiente além de altamente repetível, de modo que variações de um ciclo para os próximos sejam pequenas o suficiente para serem quase imperceptíveis.

Em motores de combustão por faísca, também chamados ciclo Otto ou a gasolina, o processo de combustão é acionado por uma descarga elétrica na câmara de combustão ao final do ciclo de compressão. Os componentes necessários na câmara de combustão são uma bobina de ignição como fonte de alta voltagem e uma vela de ignição como eletrodo. Da centelha, surge um canal de plasma de alta temperatura entre os eletrodos da vela de ignição que causa uma reação química exotérmica em uma fina camada ao redor deste canal (BASSHUYSEN; SCHÄFER, 2004).

De acordo com Brunetti (2012) essa é a primeira fase da combustão, denominada "retardamento químico da combustão" ou "atraso de ignição", durante a qual não se registra aumento de pressão, e que é necessária para desenvolver as reações preliminares junto à vela. Por conta desse atraso, é necessário que a faísca seja liberada antes do PMS.

A partir desse núcleo inicial, a segunda fase da combustão, denominada "combustão normal", se inicia, onde os compostos preliminares da combustão vão se desenvolvendo e, quando atingem certa concentração, a propagação da chama começa a seguindo uma frente de chama, ou seja, a liberação de calor já foi suficientemente intensa para provocar reações de oxidação em cadeia (BRUNETTI, 2012). A Figura 8 mostra esquematicamente o desenvolvimento da combustão, em que a partir da região da vela de ignição, a frente de chama vai deixando para trás gases queimados e tendo à frente mistura ainda não queimada.

Figura 8 – Representação esquemática da combustão normal.



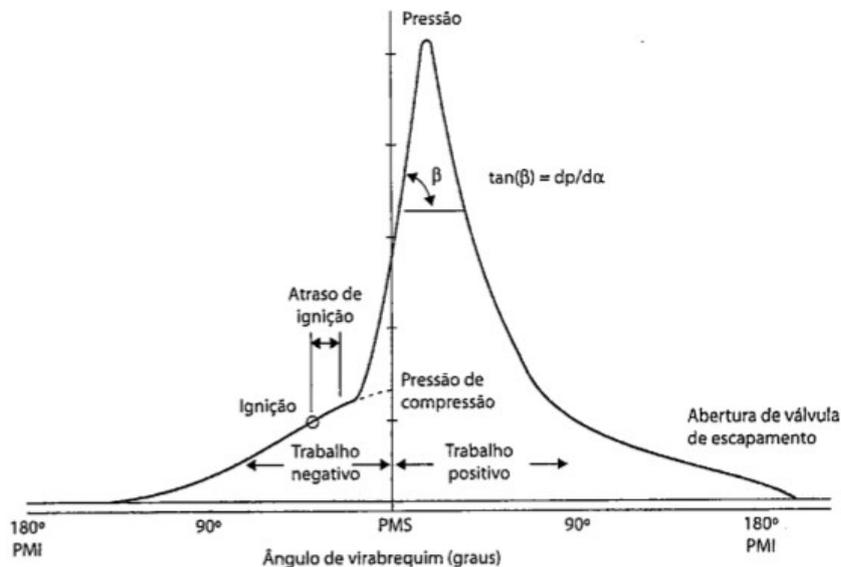
Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Quando a frente de chama atinge as paredes da câmara de combustão, a segunda fase se encerra e uma terceira fase se inicia, denominada "término da chama",

a qual se processa a combustão esparsa de combustível ainda não queimado e a chama se extingue (BRUNETTI, 2012).

As fases citadas acima mostram que o processo da combustão não ocorre de forma instantânea. Por isso, segundo Brunetti (2012), é essencial que o início da combustão aconteça suficientemente cedo para que o pico de pressão ocorra no ponto ótimo. Dessa forma, a máxima pressão provocada pela combustão acontece quando o pistão se encontra no tempo de expansão, ainda muito próximo do PMS, a fim de minimizar o trabalho negativo (que ocorre durante a compressão). O processo de combustão, incluindo o atraso de ignição e a propagação de chama, podem ser observados na Figura 9, pela evolução da variação da pressão no diagrama Pressão X Ângulo do virabrequim no motor, ampliado na região da combustão.

Figura 9 – Diagrama Pressão X Ângulo do virabrequim durante a combustão.



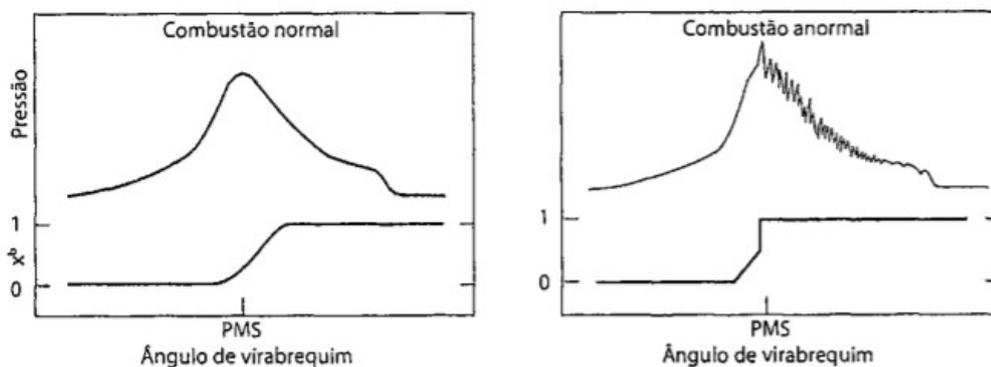
Fonte: Brunetti (2012).

Apesar de a combustão normal, na qual a chama produzida pela faísca se move de forma constante através da câmara de combustão até que a mistura ar-combustível seja totalmente consumida, ser a ideal, existem casos em que a combustão ocorre de maneira anormal. Segundo Martins (2006), a combustão anormal pode manifestar-se de vários modos, sendo os dois tipos mais importantes a detonação (por vezes chamado de "knock") e a pré-ignição (ou ignição à superfície).

Heywood (2018) aponta que a detonação é o fenômeno de combustão anormal que ocorre a partir da auto ignição espontânea de uma parte da mistura antes do avanço da chama. Essa auto ignição é decorrente do aumento pressão, temperatura e densidade da mistura não queimada à frente da frente de chama, durante a propagação da chama, esse aumento pode fazer com que partes da mistura sofram uma combustão repentina antes da chama principal alcançar essas partes. Isto causa

oscilações de pressão de alta frequência dentro do cilindro que produzem o ruído conhecido popularmente como batida de pino, além do aumento nas tensões no local de ocorrência, podendo causar uma erosão nas superfícies sólidas com as quais tem contato. A Figura 10 mostra o diagrama Pressão X Ângulo de virabrequim, onde nota-se um gradiente muito elevado da pressão e o aparecimento de oscilações da pressão no final da combustão.

Figura 10 – Detecção da detonação no diagrama Pressão X Ângulo do virabrequim.



Fonte: Brunetti (2012).

De acordo com Brunetti (2012), quaisquer fatores que aumentem a temperatura e pressão no interior da câmara de combustão tendem a favorecer a ocorrência da detonação. E a razão de compressão é um desses fatores, na medida em que seu incremento traz aumento de temperatura e pressão da mistura ao final da compressão. Por isso, a busca por maiores taxas de compressão, visando ao aumento da eficiência térmica, sempre é limitada pela tolerância do motor à detonação.

A outra forma de combustão anormal é a ignição superficial, que ocorre quando a mistura entra em contato com uma superfície quente, como válvulas superaquecidas ou velas de ignição ou por qualquer outro ponto quente na câmara de combustão do motor. Isso pode ocorrer antes da vela acender a carga (pré-ignição) ou após a ignição normal (pós-ignição) (HEYWOOD, 2018).

2.1.5.1 Modelo de combustão

Parâmetros como a fração de massa queimada, que é a quantidade de combustível queimada, e a taxa de liberação de calor, que descreve a taxa de queima durante todo o processo de combustão, desempenham um papel crucial em esforços de pesquisa e desenvolvimento focados na eficiência do motor, nas emissões e no desempenho operacional geral. Analiticamente, em um motor de ignição por centelha esses parâmetros podem ser definidos por diversos modelos, e um dos mais utilizados é a função Wiebe (COONEY et al., 2008).

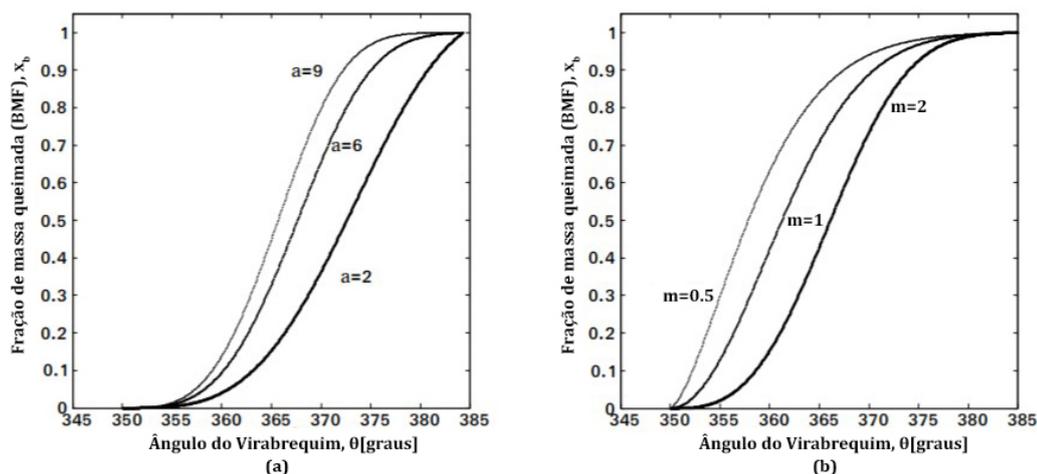
O manual do programa AVL-BOOST™(AVL-BOOST, 2020b) explica que a

função Wiebe é um método muito conveniente para descrever as características de liberação de calor. Ela é dada por x_b e definida pelo início (θ_0) e duração da combustão ($\Delta\theta$), definidos pelo ângulo do virabrequim (θ), um parâmetro de forma "m" e o parâmetro "a", de eficiência, como mostrado na Equação 13. O parâmetro "m" descreve o comportamento no qual ocorre a evolução da queima durante o processo, sendo considerado um fator de forma da câmara de combustão, ou seja, quando se aumenta o "m" a queima ocorre de maneira mais abrupta. Já o parâmetro "a" corresponde a velocidade da queima de chama, isso quer dizer que com um valor alto de "a", a queima total ocorre em um menor intervalo de tempo. Estes valores podem ser especificados como constantes ou dependentes da velocidade do motor (em RPM) e da carga do motor (expresso em BMEP).

$$x_b = \left\{ 1 - \exp\left[-a * \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right] \right\} \quad (13)$$

De acordo com Cooney et al. (2008), a função de Wiebe tem uma curva em forma de S e é comumente usada para caracterizar o processo de combustão. O perfil da fração de massa queimada (BMF) cresce de zero, onde indica o início da combustão, e então tende exponencialmente para 1 (um) indicando o fim da combustão. A diferença entre essas duas extremidades é conhecida como a duração de combustão. A Figura 11 abaixo mostra dois gráficos que ilustram a influência da variação dos parâmetros "a" (Figura 11a) e "m" (Figura 11b) nos resultados da função de Wiebe em função do ângulo do virabrequim (LINENBURG, 2017).

Figura 11 – Variação da curva de BMF variando os parâmetros da função de Wiebe.



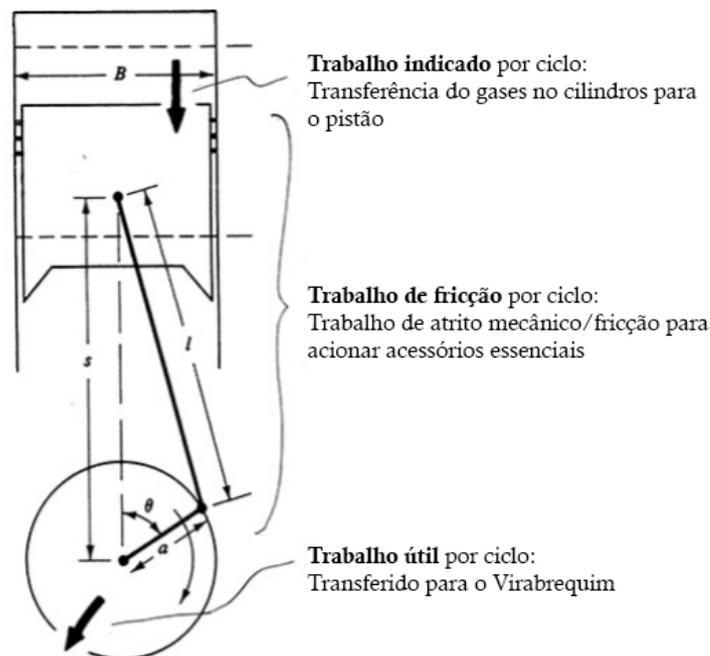
Fonte: Adaptado de Linenburg (2017).

2.1.5.2 Modelo de atrito

De acordo com Heywood (2018), o trabalho total disponível na saída do eixo do virabrequim (trabalho útil) é menor do que o trabalho transferido para o pistão a

partir dos gases de alta pressão contida dentro do cilindro (trabalho indicado). Essa perda de trabalho entre o cilindro e o virabrequim está relacionada ao atrito (trabalho de fricção), que é a força de resistência que se opõe ao movimento relativo entre duas superfícies sólidas, camadas de fluídos ou fluídos presos entre duas superfícies sólidas. Sendo que esse trabalho de fricção tem uma grande contribuição nas perdas do trabalho indicado, entre cerca de 10% em plena carga e velocidades mais baixas, até 50% em carga leve, a 100% em ponto morto ou sem carga. As perdas por fricção podem afetar diretamente tanto o torque máximo quanto o consumo específico de combustível. A Figura 12 mostra um esquema da perda por atrito, onde o trabalho indicado é transferido desde a queima dos gases no cilindro até o pistão sendo que uma parte (o trabalho de fricção) é dissipada e assim, o trabalho útil está disponível no eixo do virabrequim.

Figura 12 – Esquema do fluxo do trabalho no motor.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Para a simulação, é necessário definir um modelo de atrito que estime as perdas relacionadas ao trabalho por fricção. O modelo PNH foi utilizado como previsão de atrito para um MCI. Seu nome é uma abreviatura de seus autores: Patton, Nitschke e Heywood. A abordagem geral utilizada pelo modelo PNH utiliza a contribuição do atrito de fricção de diferentes subconjuntos do motor para calcular a pressão média efetiva de fricção (FMEP) total (PATTON; NITSCHKE; HEYWOOD, 1989 apud SINGH, 2013).

No programa AVL-BOOST™, é necessário apenas definir o modelo do óleo utilizado, sua temperatura e também como é feito o acionamento das válvulas. Dessa

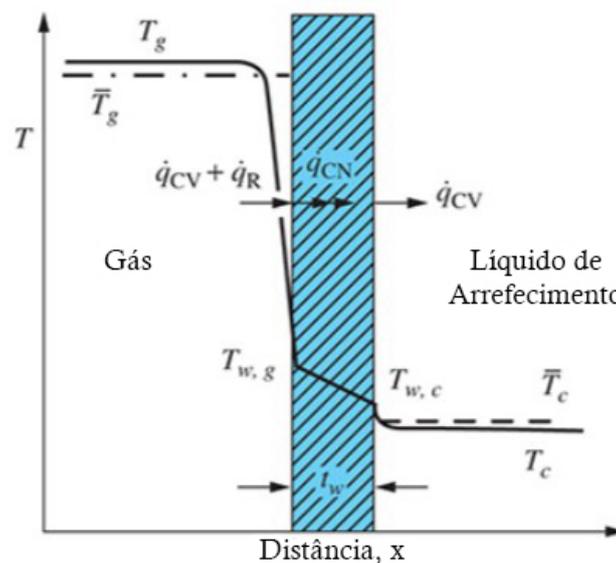
forma, como apresentado em AVL-BOOST™ (2020a), a Equação 14 calcula a pressão média efetiva de fricção a partir da soma dos FMEPs de cada componente que contribui para as perdas por atrito, considerando CS como a parcela do virabrequim, P a parcela do grupo do pistão, VT para o comando de válvulas, AUX para perdas auxiliares e IP da bomba de injeção. Além disso, o último termo leva em conta o efeito de uma mudança na viscosidade do óleo (em função da temperatura do óleo).

$$FMEP_{TOT} = (FMEP_{CS} + FMEP_P + FMEP_{VT} + FMEP_{AUX} + FMEP_{IP}) \cdot \left(\frac{\nu_{T_{oil}}}{\nu_{T_{oil}=90^{\circ}C}} \right)^{24} \quad (14)$$

2.1.6 Transferência de Calor

Como apontado por Heywood (2018), a transferência de calor é um processo parasitário que remove do cilindro do motor, como energia térmica, uma fração significativa da energia química do combustível, resultando em uma perda de eficiência inerente, porque o pico da temperatura do gás queimado no cilindro de um MCI está na ordem de 2500K. Por conta disso, o sistema de resfriamento para o cabeçote, cilindro e pistão deve ser muito bem dimensionado durante a fase de desenvolvimento, além de que devem ser considerados valores muito mais baixos de temperaturas máximas dos metais para o interior da câmara de combustão. Estas condições levam a fluxos de calor para as paredes da câmara que podem atingir até $10 \text{ MW}/\text{m}^2$ durante o período de combustão. A Figura 13 mostra um esquema da distribuição de temperatura e fluxo de calor através da parede da câmara de combustão, onde ocorre uma troca de calor entre o interior do cilindro e o líquido de arrefecimento.

Figura 13 – Fluxo de calor através da parede da câmara de combustão.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Entretanto, ainda segundo Heywood (2018), o fluxo de calor varia substancialmente com a localização e é periódico, ou seja, durante outras partes do ciclo operacional do motor, o fluxo de calor é próximo a zero, mas também em determinadas regiões da câmara o fluxo de calor é muito elevado por conta do contato com gases queimados em alta temperatura e velocidade. Nessas regiões, as tensões térmicas devem ser mantidas abaixo dos níveis que causariam fadiga térmica (portanto, as temperaturas devem ser inferiores a cerca de 400°C para ferro fundido e 300°C para ligas de alumínio). Enquanto que na superfície do revestimento do cilindro a temperatura deve ser mantida abaixo de cerca de 180°C para evitar a deterioração do filme de óleo lubrificante. Velas e válvulas devem ser mantidas suficientemente frias para evitar detonação e problemas de pré-ignição, que podem resultar de uma vela de ignição superaquecida ou válvulas de escape.

A solução para estes problemas de transferência de calor do motor é obviamente uma grande tarefa de projeto. A transferência de calor afeta o desempenho, a eficiência e as emissões do motor. Para uma determinada massa de combustível dentro do cilindro, uma maior transferência de calor para as paredes da câmara de combustão reduzirá a temperatura e pressão média dos gases de combustão e reduzirá o trabalho transferido para o pistão. Assim, a potência específica e a eficiência são afetadas pela magnitude da transferência de calor do motor. A transferência de calor entre a fração de massa não queimada e as paredes da câmara em motores de ignição por centelha pode dar início a detonação que, ao limitar a taxa de compressão, também influencia a potência e a eficiência. (HEYWOOD, 2018, p.1168).

Para a simulação no programa AVL-BOOST™, é considerada a transferência de calor para as paredes da câmara de combustão, ou seja, a cabeça do cilindro, o pistão e a camisa do pistão, que é calculada a partir da Equação 15, dada por AVL-BOOST™ (2020a):

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_wi) \quad (15)$$

Onde:

- Q_{wi} → Fluxo de calor através da parede;
- A_i → Área de superfície;
- α_w → Coeficiente de transferência de calor;
- T_c → Temperatura do gás na câmara;
- T_wi → Temperatura da parede.

Além disso, no caso da temperatura da parede da camisa, existe uma variação da temperatura axial quando o pistão está entre a posição PMS e PMI. O AVL-BOOST™ (2020a) leva essa variação de temperatura em consideração pelas Equações 16 e 17:

$$T_L = T_{L,PMS} \cdot \frac{1 - e^{-c \cdot x}}{x \cdot c} \quad (16)$$

$$c = \ln\left(\frac{T_{L,PMS}}{T_{L,PMI}}\right) \quad (17)$$

Onde:

- T_L → Temperatura na camisa do cilindro;
- $T_{L,PMS}$ → Temperatura da parede no PMS;
- $T_{L,PMI}$ → Temperatura da parede no PMI;
- x → Curso relativo (posição do pistão real relacionada ao curso completo).

Outro parâmetro a se definir, é o coeficiente de transferência de calor, apresentado na Equação 15. O AVL-BOOST™ dá diversas opções para a definição desse parâmetro. Para o caso desse trabalho, foi definido o modelo de Woschini, publicado em 1978, que tenta prever esse coeficiente. O AVL-BOOST™ (2020a) resume o modelo Woschni 1978 para o ciclo de alta pressão como mostra a Equação 18 a seguir:

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,0}) \right]^{0,8} \quad (18)$$

Onde:

- $C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m}$;
- $C_2 = 0,00324$;
- D → Diâmetro do cilindro;
- c_m → Velocidade média do pistão;
- c_u → Velocidade circunferencial;
- V_D → Volume deslocado do cilindro;
- $p_{c,0}$ → Pressão do cilindro do motor [bar];
- $T_{c,1}$ → Temperatura no cilindro no fechamento da válvula de admissão;
- $p_{c,1}$ → Pressão no cilindro no fechamento da válvula de admissão [bar].

2.1.6.1 Transferência de calor nos pórticos de válvulas

De acordo com AVL-BOOST™ (2020a), durante o processo de troca de gás é essencial também considerar a transferência de calor nos pórticos de admissão e escape. Isso pode ser muito mais alto do que para um simples fluxo em um duto, devido aos altos coeficientes de transferência de calor e temperaturas na região das válvulas e seus assentos. No programa AVL-BOOST™ é utilizado um modelo modificado de transferência de calor Zapf como mostrado na Equação 19, além do coeficiente de transferência de calor, α_p , que depende da direção do fluxo no cilindro, sendo que para dentro, é definido na Equação 20, e para fora, definido pela Equação 21:

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{(-A_w \cdot \frac{\alpha_p}{\dot{m} \cdot c_p}) + T_w} \quad (19)$$

$$\alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u + C_6 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0,44} \cdot \dot{m}^{0,5} \cdot d_{vi}^{-1,5} \cdot [1 - 0,797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}] \quad (20)$$

$$\alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u + C_9 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0,33} \cdot \dot{m}^{0,68} \cdot d_{vi}^{-1,68} \cdot [1 - 0,765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}}] \quad (21)$$

Onde:

- α_p → Coeficiente de transferência de calor no pórtico;
- T_d → Temperatura downstream;
- T_u → Temperatura upstream;
- T_w → Temperatura de parede no pórtico;
- A_w → Área de superfície do pórtico;
- \dot{m} → Taxa de fluxo de massa;
- c_p → Calor específico a pressão constante;
- h_v → Abertura da válvula;
- d_{vi} → Diâmetro interior do assento da válvula.

Sendo as constantes definidas na Tabela 1:

Tabela 1 – Constantes usadas na Equações 20 e 21.

Válvula de exaustão		Válvula de admissão	
C_4	1,2809	C_7	1,5132
C_5	$7,0451 \cdot 10^{-4}$	C_8	$7,1625 \cdot 10^{-4}$
C_6	$4,8035 \cdot 10^{-7}$	C_9	$5,3719 \cdot 10^{-4}$

Fonte: Autor (2022).

2.2 DESIGN OF EXPERIMENTS (DOE)

Design of Experiments (DOE), ou Planejamento de Experimentos em português, é uma técnica que utiliza ferramentas de controle estatístico para analisar as variáveis que impactam em um processo e melhorá-lo continuamente ou então explorar novos processos (BUTTON, 2016). Com ela é possível fazer a interação de vários fatores que podem influenciar o resultado final, a fim de estimar as melhores condições de operação de um sistema como o de um MCI.

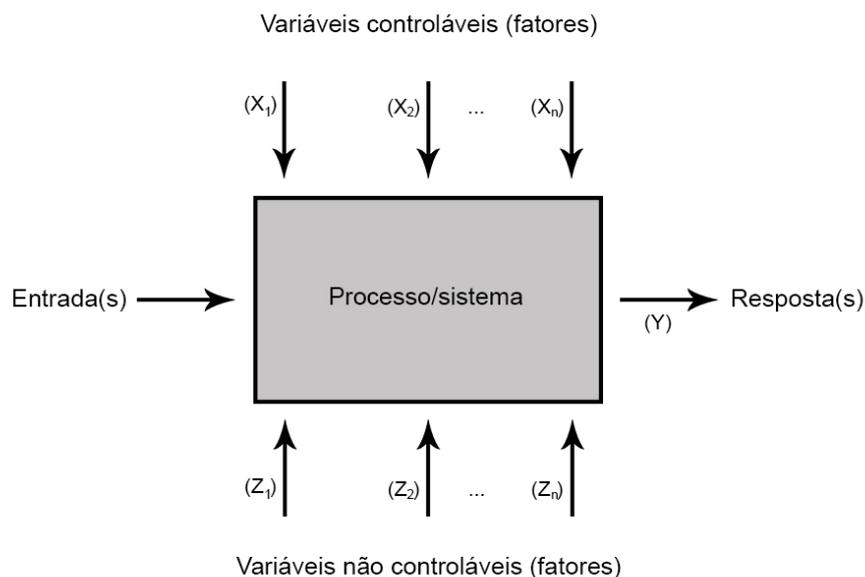
Segundo Fontão (2008) o planejamento de experimentos é uma maneira inteligente de verificar os processos produtivos ou de prestação de serviços, ou até projetos mais amplos e complexos. A técnica acaba economizando tempo e recursos dos experimentos, ainda mais com a aplicação de ferramentas computacionais que permitem um grande número de testes com várias combinações de fatores. Isso mostra que é uma ferramenta que pode ser usada em diversas áreas, como por exemplo nas áreas biológicas ou na parte da agricultura, ramo onde a técnica foi desenvolvida na década de 20 por Ronald Fisher.

De acordo com Antony (2014), o primeiro experimento onde se utilizou o DOE foi feito por Fisher, na Inglaterra, em que se determinou os efeitos de vários fertilizantes em diferentes terras. A produção da safra não dependia somente do tipo de fertilizante,

mas também de outros fatores como a condição do solo e a sua umidade. Fisher usou DOE de maneira a diferenciar os efeitos dos fertilizantes dos efeitos dos outros fatores, conseguindo assim, um resultado mais fiel ao seu objetivo. Depois disso essa técnica foi sendo difundida para outras áreas seja para redução de custos, para melhoria de processos ou também melhoria da qualidade dos produtos.

Ainda segundo Antony (2014), um processo é uma transformação, onde se tem alguma entrada, que são fatores ou variáveis de processo e uma saída, que pode ser um produto final ou um dado. A Figura 14 mostra um modelo geral de um processo que, enquanto está acontecendo, existem variáveis que afetam em seu resultado final, sendo elas as controláveis (X_n) que são fáceis de se alterar e as não controláveis (Z_n) que não são possíveis de se controlar durante um experimento, sendo o DOE uma técnica onde é possível variar os X s e minimizar os efeitos dos Z s. No caso do presente trabalho, o motor é o responsável pelo processo de transformação da energia química em energia mecânica e uma série de variáveis influenciam na sua eficiência.

Figura 14 – Modelo geral de um processo.



Fonte: Adaptado de Antony (2014).

Para a realização de um planejamento de experimentos, é preciso que se conheça o objeto de estudo, além dos métodos utilizados para a aquisição dos dados e análise dos mesmos. O uso de uma rotina para a realização de um DOE torna os resultados mais confiáveis e a ferramenta mais eficiente (FONTÃO, 2008). O autor Montgomery (2017) propôs um guia com sete etapas, sendo elas descritas abaixo:

1. Reconhecimento e declaração do problema;
2. Seleção da variável de resposta;
3. Escolha de fatores, níveis e intervalos;

4. Escolha do projeto experimental;
5. Realização do experimento;
6. Análise estatística dos dados;
7. Conclusões e recomendações.

A terceira etapa envolve a escolha dos fatores e dos níveis. Sendo que os fatores são os parâmetros que podem ter influência sobre a variável resposta e os níveis são os valores que serão experimentados. A definição desses parâmetros é de extrema importância para a definição dos métodos estatísticos que serão utilizados na etapa de análise estatística dos dados. Cavazzuti (2013) mostra as principais delas como listadas abaixo:

- Randomized Complete Block Design;
- Latin Square;
- Full Factorial;
- Fractional Factorial;
- Central Composite;
- Box-Behnken;
- Plackett-Burman;
- Taguchi;
- Random;
- Halton, Faure, and Sobol Sequences;
- Latin Hypercube;
- Optimal Design.

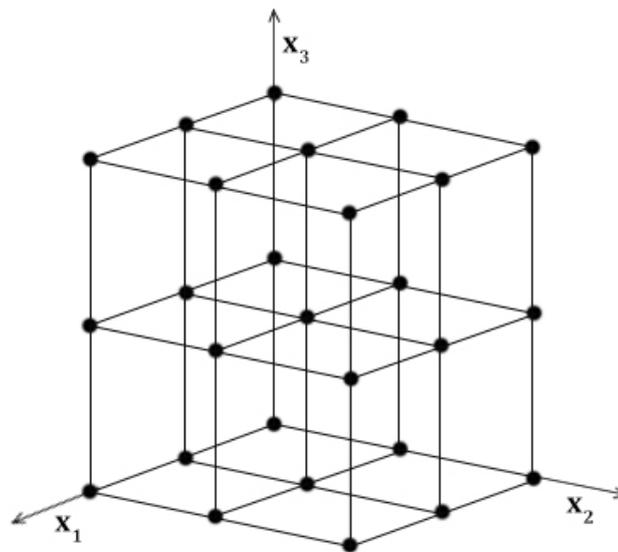
Para o presente trabalho o método estatístico a ser utilizado será o fatorial completo (Full Factorial). Quando se deseja estudar os efeitos de duas ou mais variáveis de influência, em geral o planejamento fatorial é mais eficiente para este tipo de experimento, onde pode-se testar todas as possíveis combinações entre os fatores e níveis e, assim, sendo possível analisar o efeito conjunto, ou de interações, dos fatores em uma resposta (WERKEMA; AGUIAR, 1996).

Como apontado em AVL-BOOST™ (2020c), os planejamentos fatoriais definem planos estratégicos para estimar os parâmetros usando um número fixo de combinações de fatores. Para planejamentos fatoriais completos, os intervalos entre os limites inferior e superior dos fatores são discretizados em níveis igualmente espaçados sendo que o número de níveis depende dos efeitos dos fatores. Uma técnica experimental comum é o planejamento fatorial completo de dois níveis. Esse planejamento é muito popular, pois é uma boa escolha para a triagem fatorial e é muito simples. Um planejamento fatorial completo de dois níveis pode ser usado para construir uma resposta que captura todos os efeitos principais e de interação dos fatores.

Ainda segundo AVL-BOOST™ (2020c), em certos casos, um planejamento fatorial completo de dois níveis não é suficiente. Portanto, semelhante ao dois níveis,

um projeto fatorial de três níveis pode ser aplicado usando limites inferiores, pontos médios e limites superiores, assim como mostra a Figura 15, em que são avaliados todos os vértices do hipercubo de três fatores e três níveis. Além disso, é possível aumentar o número de níveis, mas isso fará com que o número de experimentos torne-se incontrolável devido ao aumento exponencial. Assim, a solução desse problema seria usar apenas uma fração do planejamento especificado pelo método fatorial completo.

Figura 15 – Planejamento fatorial completo de três níveis.



Fonte: AVL-BOOST™ (2020c).

3 METODOLOGIA

3.1 DEFINIÇÃO DO VEÍCULO

Iniciada em 1939, dentro de um laboratório de pesquisas da Shell, a Eco-Marathon é a maior competição de eficiência energética do planeta, dividida em três grandes eventos: Shell Eco-Marathon das Américas, Europa e Ásia. Como mostrado por Punov e Gechev (2021), sua competição se divide em duas classes de veículos (Protótipo e Conceito Urbano) e várias categorias, como elétrico à bateria, elétrico solar, elétrico à célula de combustível, etanol, diesel, gasolina, solar e hidrogênio. O conceito para todos os projetos da competição é o mesmo: projetar e construir um veículo que percorra a maior distância usando o mínimo de energia. No entanto, as regras e dimensões dependem da classe de veículo que a equipe escolher, Protótipo ou Conceito Urbano. A Figura 16 mostra os carros alinhados para a competição da Shell Eco-Marathon Brasil de 2018 que aconteceu no Rio de Janeiro.

Figura 16 – Protótipos alinhados para a Shell Eco-Marathon Brasil 2018.

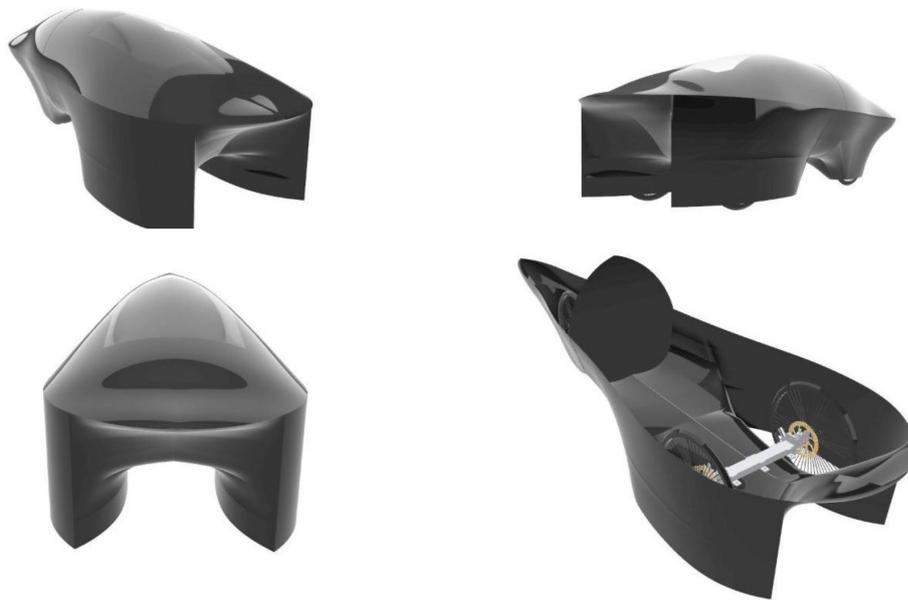


Fonte: Shell (2018).

A equipe de eficiência energética EFICEM, formada por alunos de todos os cursos de engenharia da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, nasceu em 2012 e teve sua primeira participação em provas no mesmo ano. A partir de 2014, a equipe ingressou na Shell Eco-Marathon e, com experiência em diversas competições internacionais, o EFICEM atualmente detém o recorde da América Latina na categoria elétrica, com a marca de $363,6 \text{ km/kWh}$. O outro protótipo da equipe, utilizando um MCI a gasolina, vem recebendo melhorias para reduzir as perdas de energia em todas as áreas, e assim, se firmar como um grande

concorrente mundial. Como exemplo, tem-se a nova carroceria, apresentada na Figura 17 e projetada para o menor arrasto aerodinâmico possível, com um coeficiente de arrasto de $c_D = 0,099$, medido em simulações CFD. Com sua estrutura totalmente feita em fibra de carbono, os protótipos da equipe já conquistaram diversos prêmios de carros mais leves em competições, com protótipos com peso inferior a $50kg$, de maneira a diminuir o movimento e a resistência ao rolamento, que também é drasticamente reduzida com o uso dos pneus de última geração da Michelin, que têm um coeficiente de resistência ao rolamento de apenas $1,3kg/t$ (MICHELIN, 2021).

Figura 17 – Nova carenagem desenvolvida para o protótipo com $c_D = 0,099$.



Fonte: Equipe EFICEM (2021).

As alternativas mencionadas acima são apenas algumas das que a equipe está preparando para o protótipo à combustão. Mas a principal modificação será onde há a maior perda de energia, no motor, com base no presente trabalho. Para se ter uma base para a quantidade mínima de energia que o motor deve desenvolver para que o carro funcione normalmente durante a competição, é necessário calcular a resistência ao movimento, somando as forças que atuam sobre o veículo no sentido longitudinal, o que possibilita o encontro da força necessária para superar todas as resistências ao movimento. Genta e Morello (2019) definem a Equação 22 para calcular a potência mínima:

$$R = m * g * \cos(\alpha) * f + \frac{1}{2} * \rho * A * c_d * V^2 + m * g * \sin(\alpha) \quad (22)$$

A Tabela 2 descreve cada um dos parâmetros da Equação 22 e os valores usados para a realização do cálculo das resistências ao movimento, sendo que para a inclinação da pista foi utilizado 8%, valor definido pelo DNER (1999) como a inclinação máxima permitida nas rodovias de classe IV (baixo volume de tráfego):

Tabela 2 – Parâmetros para a resistência total ao movimento.

Descrição	Parâmetro	Valor
Massa veículo + piloto	$m [kg]$	120
Gravidade	$g [m/s^2]$	9,81
Inclinação da pista	$\alpha [^\circ]$	8
Coefficiente de rolamento	f	0,0013
Área frontal do veículo	$A [m^2]$	0,2288
Densidade do ar	$\rho [kg/m^3]$	1,225
Coefficiente de arrasto	c_d	0,099
Velocidade média	$V [m/s]$	7

Fonte: Autor (2022).

Ainda de acordo com Genta e Morello (2019) com uma resistência total ao movimento de $R = 96,08N$, agora é possível calcular a potência necessária para mover o veículo a uma velocidade constante V , que é obtida simplesmente multiplicando a carga da estrada pelo valor da velocidade, conforme na Equação 23:

$$P(v) = R * V \quad (23)$$

A partir da equação é possível determinar que a potência mínima que o motor deve entregar para manter o veículo em condição de operação, sem nenhuma perda de desempenho ou eficiência, é de $P = 672,56W$.

3.2 DEFINIÇÃO DO MOTOR

O motor coberto por este trabalho é o HONDA GX-35, um motor de baixo deslocamento e baixa potência mostrado na Figura 18. Suas principais aplicações são cortadores de grama, geradores e bombas d'água.

Figura 18 – Motor Honda GX35 original de fábrica.



Fonte: Honda (2020).

Na Tabela 3, são apresentadas as principais especificações do motor, presentes no manual do proprietário disponibilizado pelo fabricante (HONDA, 2021).

Tabela 3 – Especificações técnicas do motor Honda GX35.

Tipo de motor	4 tempos, refrigerado a ar, OHC
Diâmetro [mm]	39
Curso [mm]	30
Volume deslocado [cm ³]	35,8
Razão de compressão	8:1
Comprimento da biela [mm]	51
Deslocamento do pino do pistão [mm]	0,25
Potência líquida [kW]	1,0 a 7000RPM
Torque máx. líquido [Nm]	1,6 a 5500RPM
Sistema de injeção de combustível	Carburador do tipo diafragma
Sistema de ignição	Transistor magneto
Índice da ignição	27° B.T.D.C.
Consumo de combustível	0,71 L/h (525 g/kWh) a 7000RPM
Óleo do motor	SAE10W30

Fonte: Autor (2022).

Apesar de o Honda GX35 ser um motor pequeno, a equipe EFICEM já realizou várias mudanças em suas condições de operação, já tendo melhorias como injeção eletrônica programável, tendo um bico injetor que injeta combustível em um corpo de acelerador (TBI - Throttle body injection), dutos modificados, tendo um escapamento em aço inoxidável reto, entre outras. Estas mudanças serão levadas em conta durante a simulação numérica do motor.

3.3 ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Para realizar a simulação numérica do motor, é necessário alimentar o programa com vários parâmetros dimensionais, tais como furo e curso do pistão, comprimento da biela, diâmetro dos dutos de admissão e escape, entre outros. Tais dados foram obtidos por meio de medições realizadas por profissional especializado no Laboratório de Metrologia e Qualidade da UFCS/CTJ (METeQ). Para cada parâmetro, o profissional realizou várias medições, tendo melhor precisão e evitando erros. Os dados obtidos no laboratório de metrologia, além de muitos outros, serviram de base para os dados de alimentação para o AVL-BOOST™.

3.4 ABORDAGEM NUMÉRICA

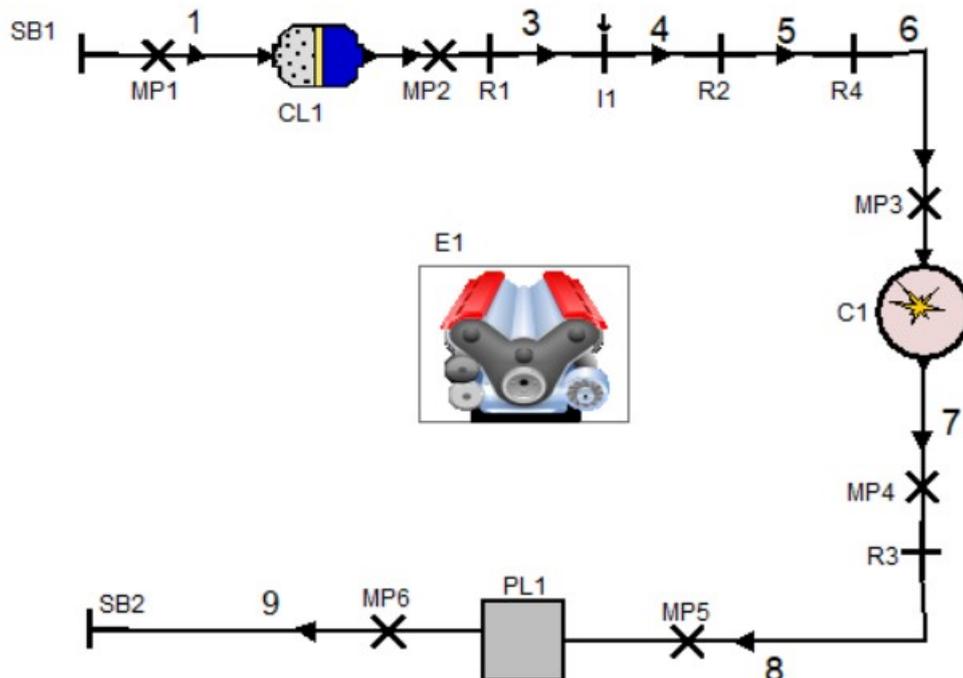
O primeiro passo na simulação numérica é modelar um motor simplificado, introduzindo as características dos componentes a fim de reproduzi-lo da forma que sai de fábrica, e assim, permitindo a comparação da modelagem com as curvas de

potência e torque fornecidas pelo fabricante. Após essa abordagem, todas as mudanças já presentes no motor da equipe foram incorporados ao modelo, e só então foi possível realizar DOE no motor.

3.4.1 Modelagem Honda GX35 original

A modelagem base foi realizada no programa AVL-BOOST™, utilizando-o com licença adquirida pela UFSC em uma parceria direta com a empresa AVL™. O modelo é feito a partir de blocos que representam os componentes do pequeno motor de ignição por faísca, como mostrado na Figura 19, onde temos as representações do motor (E1), do filtro de ar (CL1), do carburador ou injetor de combustível (I1), do cilindro (C1), de um plenum ao final simulando o silenciador de escape (PL1), além dos dutos de admissão (numerados de 1 a 6) e exaustão (de 6 a 9), restrições ou conexões entre dutos (R1 a R4) e pontos de medição (MP1 a MP6). O fluxo do processo ocorre no sentido das flechas, iniciando-se em SB1 (condições de contorno inicial), passando por todos os componentes e sendo finalizado em SB2 (condição de contorno final).

Figura 19 – Representação do motor Honda GX35 original em AVL BOOST™.



Fonte: Autor (2022).

A simulação numérica requer a definição detalhada do tipo de combustível e suas propriedades físico-químicas, geometrias do motor, velocidades de rotação do motor, massa do combustível injetado, dados relacionados ao atrito dos componentes móveis, modelo de combustão, modelo de transferência de calor, processo de troca

de gás através de válvulas de admissão e escape, e outros. Usando as medições realizadas no laboratório METeQ, os dados dos trabalhos de Comandolli (2015), Ranzi (2014), Mendoza et al. (2009), dados e disponibilizado pelo fabricante Honda (2021) e dados fornecidos por AVL-BOOST™ (2020b) em um exemplo de uma simulação similar de seu banco de dados, foi possível simular o modelo em velocidades de rotação entre 4000 e 8000 RPM, e comparar suas curvas de torque e potência com os dados do fabricante (HONDA, 2020). Como reportado por Comandolli (2015), são utilizadas algumas aproximações e por isso, é provável que haverá algumas divergências em baixas rotações entre o modelo simulado e o real. Os dados, parâmetros e valores utilizados na simulação do motor original a seguir, além das considerações feitas para definição de alguns parâmetros.

3.4.1.1 Motor (E1)

Para a realização da simulação em AVL-BOOST™, precisa-se primeiramente definir a rotação de trabalho, o tipo de ciclo de operação (se é 2 ou 4 tempos ou rotativo), o modelo de atrito, o modelo do comando de válvulas e o óleo utilizado no motor. Anteriormente já havia sido discutido o modelo de atrito e o ciclo de operação do motor que será utilizado no presente trabalho. No manual do motor Honda (2021) também é possível definir o comando de válvulas, sendo um OHC (Over Head Camshaft). As rotações de trabalho foram variadas de 4000 a 8000 RPM para cobrir toda a faixa de rotação das curvas características do motor disponibilizadas pelo fabricante.

Além disso, Comandolli (2015), aponta que o óleo apresenta variações de temperatura entre diferentes rotações, pois o cálculo da simulação é realizado quando o motor está em regime permanente, porém como não há dados da temperatura do óleo para cada rotação em regime permanente será utilizado o mesmo valor médio definido pelo autor. A Tabela 4 apresenta os dados do componente motor.

Tabela 4 – Dados do componente motor E1.

Velocidade de rotação [<i>RPM</i>]	De 4000 a 8000
Tipo de ciclo	4 tempos
Modelo de atrito	PNH
Modelo de comando de válvulas	SOHC Rocker arm
Máxima levantamento de válvula [<i>mm</i>]	3
Tipo de seguidor	Flat follower
Tipo de óleo	SAE 10/W30
Temperatura do óleo [<i>°C</i>]	84

Fonte: Autor (2022).

3.4.1.2 Condições de contorno (SB1 e SB2)

As condições de contorno são consideradas as fronteiras do sistema, sendo que as condições iniciais definem o ponto de entrada dos gases e todos os cálculos posteriores dependem dessas informações. Nesse trabalho foram utilizadas duas condições de contorno, sendo uma para admissão e outra para exaustão, SB1 e SB2, respectivamente. Baseado em AVL-BOOST™ (2020d) os valores utilizados em cada uma das fronteiras são mostrados na Tabela 5 abaixo, para a admissão do ar utilizou-se valores de condições atmosféricas padrão e na exaustão, todo fluido que sai do sistema apresenta as condições que inicialmente foram caracterizadas no ponto final do ciclo (condição atmosférica de saída).

Tabela 5 – Condições de contorno do sistema SB1 e SB2.

	SB1	SB2
Pressão [<i>bar</i>]	1	1
Temperatura [<i>°C</i>]	30	130
Vapor de Combustível	0	0
Produtos da Combustão	0	1
Razão A/F	10000	14
Duto Inflow	1	0,98
Duto Outflow	1	0,98

Fonte: Autor (2022).

3.4.1.3 Filtro de ar (CL1)

O filtro de ar é responsável por proteger o motor de agentes nocivos como material particulado ou umidade excessiva que podem estar presentes no ar durante a admissão. O programa requer os dados do volume total do filtro de ar, os volumes de entrada e saída do coletor e o comprimento do elemento filtrante, além do coeficiente de atrito do elemento filtrante. Para esse componente, foram utilizados os valores definidos em Comandoli (2015) que são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros do filtro de ar CL1.

Volume total [<i>l</i>]	0,4
Volume de entrada [<i>l</i>]	0,2
Volume de saída [<i>l</i>]	0,1
Comprimento [<i>mm</i>]	20
Coeficiente de atrito	0,025
Duto Inflow	0,8
Duto Outflow	0,8

Fonte: Autor (2022).

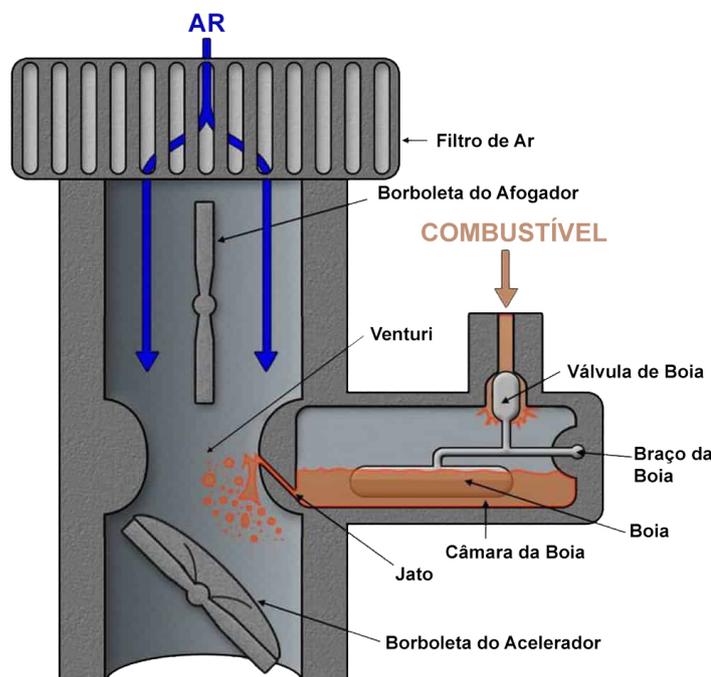
3.4.1.4 Sistema de alimentação (11)

A propagação da chama em um MCI depende de uma certa proporção da mistura de combustível e ar. Conhecida a vazão de ar, um dispositivo automático deverá dosar a quantidade correta de combustível para a quantidade de ar admitida. Essa dosagem do combustível será feita por um carburador ou por um sistema injetor.

O MCI Honda GX35 vem de fábrica com um carburador do tipo diafragma, que funciona seguindo o princípio de Bernoulli definido pela Equação 24 abaixo, em que, durante passagem de fluido pelo carburador, uma diminuição da área da seção transversal (Venturi) faz com que haja um aumento da velocidade do fluido (V) nessa área. Pelo princípio de Bernoulli, quando se tem alteração da velocidade mas a densidade (ρ) é a mesma, ocorre a diminuição da pressão (P), fazendo com que o combustível que está armazenado em um reservatório à pressão ambiente tenda a ser direcionado para o lado de baixa pressão. Seu funcionamento pode ser melhor visualizado na Figura 20.

$$\frac{V^2 \rho}{2} + \rho gh + P = Constante \quad (24)$$

Figura 20 – Funcionamento de um carburador.



Fonte: Adaptado de Notícias automotivas (2022).

Segundo Heywood (2018) para motores que trabalham com gasolina pura a estequiometria usada é de 14,7 aproximadamente, sendo esse valor definido como Razão A/F da modelagem, além de outros valores dados na Tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros do injetor I1.

Método de injeção	Contínuo
Razão A/F	14,7
Modelo de injetor	Carburador
Temperatura combustível [$^{\circ}C$]	25
Duto Inflow	0,95
Duto Outflow	0,95

Fonte: Autor (2022).

3.4.1.5 Cilindro (C1)

O elemento cilindro (C1) é o componente principal da modelagem e o que reúne o maior número de informações a serem definidas, como os parâmetros geométricos da câmara de combustão, modelo de combustão, modelo de transferência de calor, curvas de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape e os coeficientes de escoamento durante a abertura das válvulas. Os parâmetros geométricos gerais necessários para a simulação como diâmetro do cilindro, curso do pistão, razão de compressão, comprimento da biela e off-set do furo do pistão foram obtidos levando em conta as medições no Laboratório METeQ e também do manual de operação do motor (HONDA, 2021), como mostra a Tabela 8 a seguir.

Tabela 8 – Parâmetros geométricos do cilindro C1.

Diâmetro do pistão [mm]	39,00
Curso do pistão [mm]	30,00
Comprimento da biela [mm]	51,00
Off-set do furo do pistão [mm]	0,25
Razão de compressão	8:1

Fonte: Autor (2022).

Além desses parâmetros geométricos gerais, foi necessário definir as condições iniciais da combustão, considerando temperatura, pressão e a razão estequiométrica da mistura de entrada. Como não foi possível realizar essas medições em laboratório, seguindo as diretrizes de Comandolli (2015), foi utilizado valores de pressão inicial de 4 *bar* e temperatura de 926,85 $^{\circ}C$. Tais valores foram sugeridos pelo desenvolvedor do programa em um de seus exemplos (AVL-BOOST, 2020d).

Após essas definições, é possível definir o modelo de combustão que será usado na simulação, que descreveram a fração de massa queimada e a taxa de liberação de calor durante o processo de combustão. Como já discutido anteriormente, o modelo escolhido foi o de Wiebe, por ser é um método muito conveniente para descrever as características de liberação de calor. Para esse modelo, existem três parâmetros importantes, a duração da combustão, o início da combustão e o fator de forma "m". Segundo Cooney et al. (2008), o fator de eficiência "a" na função Wiebe

está diretamente relacionado com a duração da combustão e não é um parâmetro independente.

A duração total da combustão é calculada pelo modelo como sendo o tempo decorrido entre 0 a 90% do processo de combustão total e não 100%, uma vez que 90% do combustível queimado é mais facilmente determinado experimentalmente. Isso se deve especialmente a durações de combustão mais longas onde o estágio final da combustão não pode ser calculado com precisão na análise experimental da pressão dentro da câmara de combustão (COSTA, 2014). Portanto, considerando a duração da combustão de 0 a 90%, é possível utilizar os valores dos fatores "a" e "m" calculados por Cooney et al. (2008), como mostra a Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros da modelagem da combustão.

Início da combustão [CA]	-16,00
Duração da combustão [CA]	65,00
Fator de eficiência a	2,3026
Fator de forma m	2,75

Fonte: Autor (2022).

Para a transferência de calor, foi selecionado a modelagem de Woschni de 1978 devido as características do modelo. Para a realização dos cálculos, o programa requer as áreas das superfícies que estarão em contato com os gases da combustão, sendo assim, necessário informar as áreas do cabeçote, pistão e camisa do cilindro (no PMS e no PMI), além das respectivas temperaturas dessas áreas. De acordo com AVL-BOOST™ (2020b), para motores de ignição por centelha, a área de superfície do pistão é aproximadamente a área superficial considerando o diâmetro do cilindro, enquanto que para a área do cabeçote, é indicado que esta área seja 1,1 vezes a área do pistão. Por último a parede do cilindro é possível estimar multiplicando a folga no PMS pela circunferência do cilindro, segundo Mendoza et al. (2009) essa folga do PMS é de 7mm . Enquanto que os valores de temperatura das superfícies foram usados de acordo com os valores de AVL-BOOST™ (2020d). Todos os valores estão especificados na Tabela 10 a seguir.

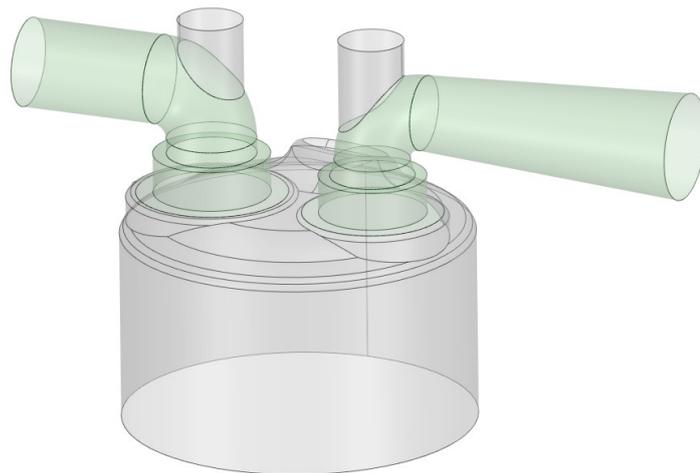
Para cada duto ligado ao cilindro, admissão e exaustão, é necessário informar a área do póstico das válvulas juntamente com a temperatura das paredes nessas superfícies, essas temperaturas foram utilizadas de acordo com AVL-BOOST™ (2020d). A partir das dimensões obtidas em laboratório, além das fornecidas por Mendoza et al. (2009), foi possível modelar no Ansys SpaceClaim™ uma geometria em 3D aproximada da parte superior do motor Honda GX35. E, dessa forma, utilizando a ferramenta de medição do próprio programa, foi possível estimar os valores das áreas de superfície dos pósticos de admissão e exaustão. A modelagem em 3D pode ser observada na Figura 21 abaixo. Além disso, na Tabela 11 são apresentados os valores inseridos no AVL BOOST™ para essas áreas.

Tabela 10 – Parâmetros da modelagem da transferência de calor.

Cilindro	Woschni 1978
Pistão	
Área da superfície [mm^2]	1194,59
Temperatura da parede [$^{\circ}C$]	341,85
Cabeçote	
Área da superfície [mm^2]	1314,05
Temperatura da parede [$^{\circ}C$]	316,85
Camisa do cilindro	
Área da superfície no PMS [mm^2]	857,65
Temperatura da parede no PMS [$^{\circ}C$]	281,85
Temperatura da parede no PMI [$^{\circ}C$]	81,85

Fonte: Autor (2022).

Figura 21 – Modelagem 3D superior do motor Honda GX35.



Fonte: Autor (2022).

Tabela 11 – Parâmetros da especificação dos pòrticos das válvulas.

Válvula	Área de superfície [mm^2]	Tempertura média [$^{\circ}C$]
Admissão	1088,3	126,85
Exaustão	1518,4	306,85

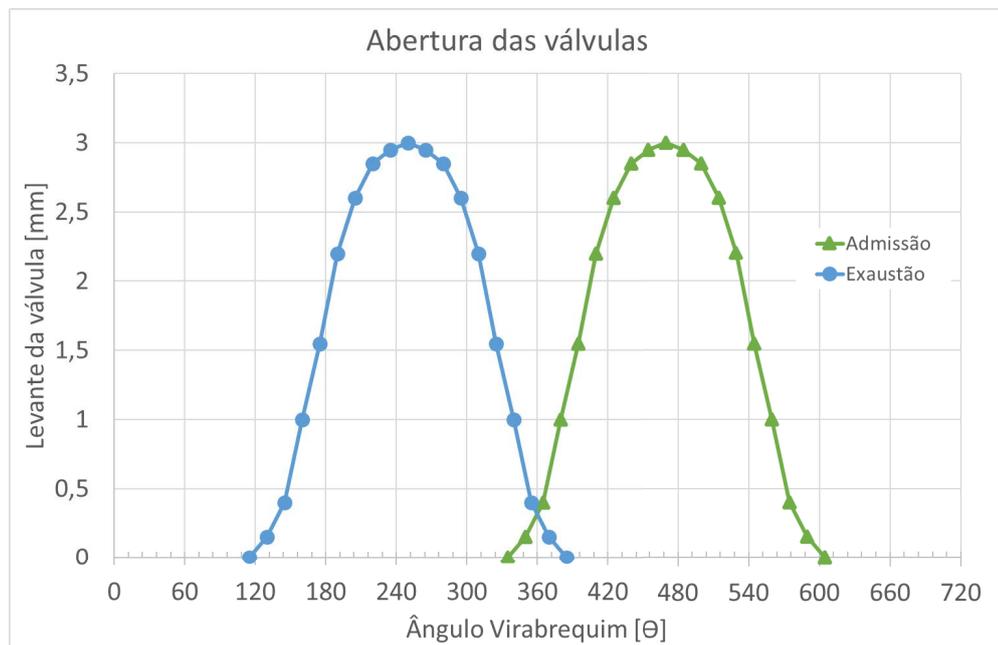
Fonte: Autor (2022).

Segundo Heywood (2018), as válvulas, ou válvulas e pòrtico das válvulas juntos, geralmente são as restrições de fluxo mais importante na admissão e no sistema de escape dos MCIs. Os parâmetros que envolvem o comando de válvulas são os muito importantes para a simulação. Esse conjunto de componentes está sincronizado mecanicamente com o virabrequim e dita a abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, controlando a quantidade da mistura ar/combustível e

dos produtos após a combustão. Heywood (2018) ainda aponta que o tempo de abertura das válvulas é um fator que pode ser variado de diversas maneiras, dependendo da aplicação e das necessidades. A superposição de válvulas é um artifício para melhorar a eficiência volumétrica, pois, quando a válvula de admissão começa a se abrir enquanto a de exaustão está se fechando, esse movimento faz com que os gases da admissão auxiliem na expulsão dos gases já queimados, e assim, tendo uma maior homogeneidade de mistura fresca na fase de admissão, além também de auxiliar no resfriamento das paredes do cilindro.

Um dos parâmetros do comando de válvulas é a curva de abertura e fechamento de cada uma delas. Ranzi (2014) aponta que a válvula de admissão começa a ser aberta com $334,5^\circ$ do ângulo do virabrequim e a válvula de exaustão inicia seu movimento de abertura com $114,9^\circ$ do ângulo do virabrequim. Além disso, a partir da medição em laboratório, foi possível verificar que o comprimento dos comes é de 270° além da máxima elevação de 3mm . Com isso foi possível obter as curvas para o motor Honda GX35 conforme a Figura 22.

Figura 22 – Curvas de abertura e fechamento de válvulas do motor Honda GX35.



Fonte: Autor (2022).

3.4.1.6 Sistema de escape PL1

Para diminuir o ruído e a vibração, o Honda GX35 possui um sistema de escape constituído de um recipiente com duas câmaras de volume constante e uma malha de aço em seu interior. Isso faz com que, durante o escoamento, a velocidade dos gases de escape diminua, assim, diminuindo o ruído e a vibração. O sistema foi modelado em forma de um plenum seguindo Honda (2021) conforme a Tabela 12.

Tabela 12 – Parâmetros do sistema de escape PL1.

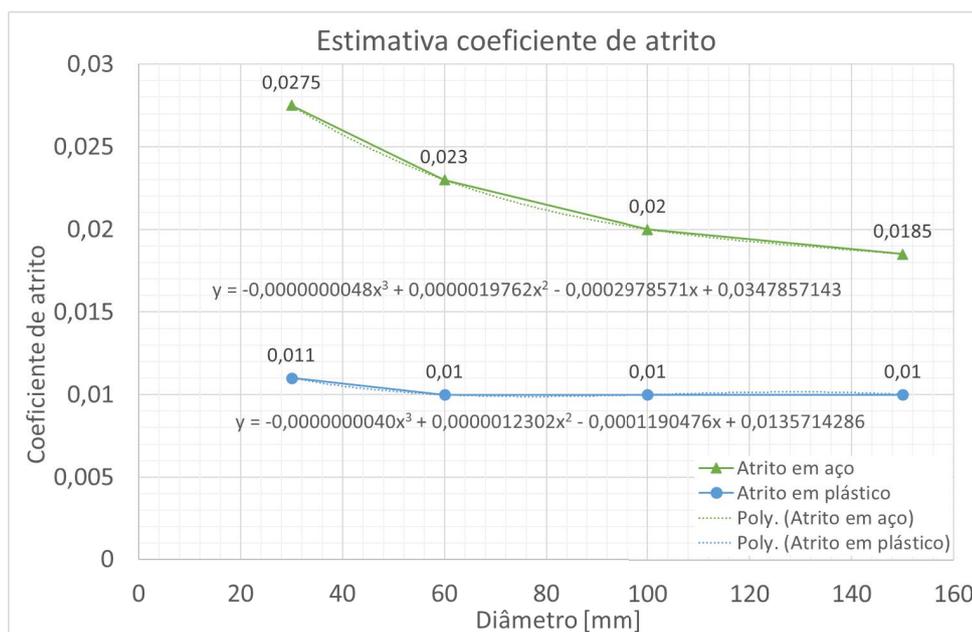
Volume [l]	0,2
Conexão	Excentricidade
Ângulo de torção [°]	0
Offset da entrada [mm]	20
Offset da saída [mm]	20
Duto Inflow	0,65
Duto Outflow	0,65

Fonte: Autor (2022).

3.4.1.7 Dutos

Para interligar todos os componentes citados acima, uma série de dutos foram utilizados. Um dos dados que precisa ser informado durante a caracterização de um duto, é o coeficiente de atrito dos dutos. O AVL-BOOST™ (2020b) constata que o coeficiente de atrito da parede do duto para fluxo turbulento depende da rugosidade absoluta da superfície, do diâmetro e do número de Reynolds do fluxo no tubo. Para um fluxo totalmente turbulento, são descritos valores padrão para o coeficiente de atrito a depender do material e do diâmetro dos dutos, sendo que valores diferentes dos apresentados podem ser obtidos como consequência de uma interpolação. Considerando que no motor existem dutos de plástico e de aço com uso moderado, foi possível traçar gráficos com suas linhas de tendência como mostra a Figura 23 para assim estimar os valores de coeficiente de atrito para dutos com diâmetros menores que os especificados em AVL-BOOST™ (2020b).

Figura 23 – Curvas de tendência para o coeficiente de atrito.



Fonte: Autor (2022).

Os valores dos coeficientes de atrito dos dutos foram estimados levando em consideração a Figura 23, considerando o tipo de material e os diâmetros dos dutos. A partir das medições realizadas no laboratório METeQ, dos trabalhos de Mendoza et al. (2009), Comandolli (2015) e Ranzi (2014) e com base no modelo em CAD 3D apresentado na Figura 21, foi possível definir os valores de diâmetro e comprimento dos dutos. Já as temperaturas das paredes foram baseadas no exemplo de AVL-BOOST™ (2020d). A Tabela 13 mostra os valores utilizados para cada duto, além disso, as Tabelas 14 e 15 apresentam os valores das variações dos diâmetros para os dutos de admissão e de exaustão, respectivamente, ao longo de seus comprimentos.

Tabela 13 – Parâmetros dos dutos.

Duto	Comprimento [mm]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de atrito	Temperatura de parede [K]
1	2	12,33	0,031404	298
2	2	12,33	0,031404	298
3	15	Tabela 14	0,03187	298
4	15	Tabela 14	0,03187	298
5	40	Tabela 14	0,0126	298
6	31,55	Tabela 14	0,032	298
7	47	Tabela 15	0,03148	800
8	2	12	0,03148	700
9	2	12	0,03148	700

Fonte: Autor (2022).

Tabela 14 – Alterações dos diâmetros dos dutos de admissão.

	Localização [mm]	Raio de curvatura [mm]
Duto 3	0	12
	15	10,5
Duto 4	0	10,5
	15	9
Duto 5	0	9,02
	19,3	8,51
	20,7	8,25
	26,25	6,23
	31,87	6,4
	33,12	6,63
	40	9,26
Duto 6	0	10
	27	10
	27	13
	31,55	13

Fonte: Autor (2022).

Tabela 15 – Alterações dos diâmetros do duto de exaustão.

	Localização [mm]	Raio de curvatura [mm]
Duto 7	0	12
	4,33	12
	4,33	9,43
	6,22	8,45
	16	8,45
	47	12

Fonte: Autor (2022).

Além disso, como é possível notar no modelo em CAD 3D apresentado na Figura 21 e também na Figura 24, que mostra um corte longitudinal do objeto de estudo, os dutos de admissão e escape que estão incorporados ao cabeçote e englobam os pórticos de válvulas, possuem uma curvatura de 90° que dentro do AVL-BOOST™ pode ser inserida como um *Bending Radius*.

Figura 24 – Corte longitudinal do motor Honda GX35.

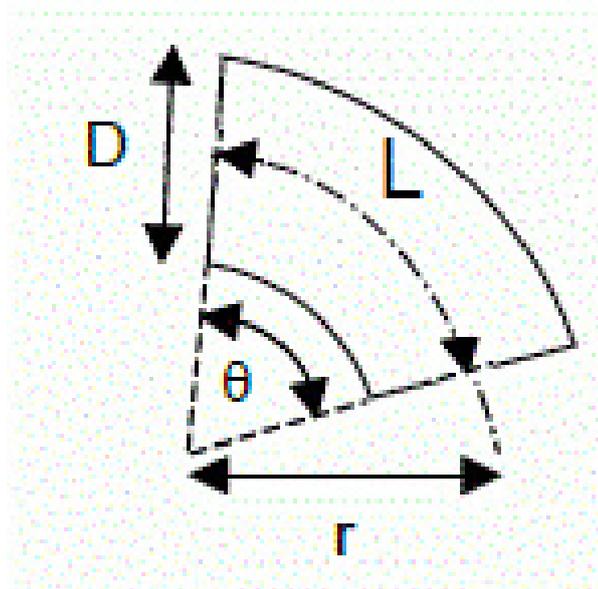


Fonte: Dunert (2007).

De acordo com AVL-BOOST™ (2020b), para o cálculo de um ângulo de curvatura em um duto, pode-se utilizar a Equação 25 a seguir, sendo que abaixo dela são definidos os parâmetros da mesma pela Figura 25. Assim, os valores utilizados para descrever a curvatura dos dutos 6 e 7, de admissão e exaustão, respectivamente, incorporados ao cabeçote, conforme a Tabela 16, sendo que em AVL-BOOST™ (2020b), para indicar as seções retilíneas das tubulações, é recomendado que utilize-se valores acima de 10000 para o raio de curvatura.

$$\text{Angulo de curvatura, } \theta = \frac{\text{Comprimento, } L}{\text{Raio de curvatura, } r} \quad (25)$$

Figura 25 – Cálculo para curvatura de dutos.



Fonte: AVL-BOOST™ (2020b).

Tabela 16 – Parâmetros de curvatura dos dutos.

	Localização [mm]	Raio de curvatura [mm]
	0	0
Admissão (Duto 6)	15,6	10000
	25,2	6,11155
	31,55	10000
	0	0
Exaustão (Duto 7)	6,22	10000
	16	6,226
	47	10000

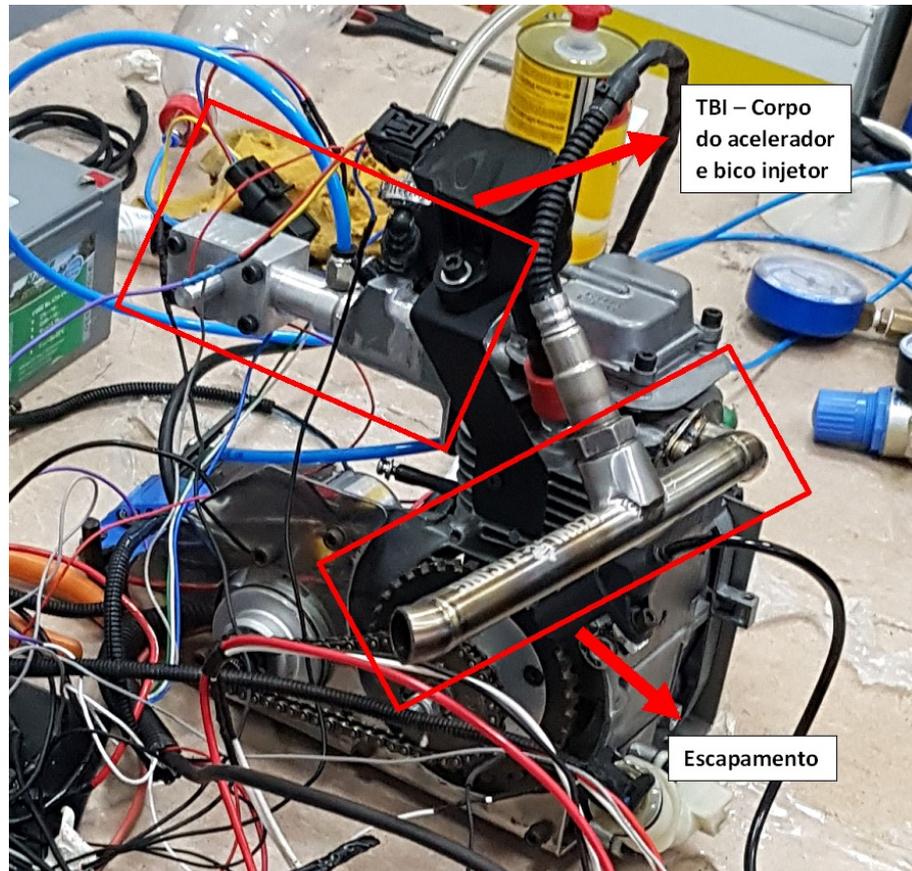
Fonte: Autor (2022).

3.4.2 Modelagem Honda GX35 da equipe EFICEM

Após a primeira simulação a partir do motor Honda GX35 original, o próximo passo foi a realização da simulação do mesmo motor, mas com as alterações que a equipe EFICEM já havia feito. Como já citado anteriormente, essas alterações consistem na retirada do filtro de ar e do sistema de escape, assim como um bico injetor que introduz combustível diretamente ao corpo do acelerador (TBI), ao invés de um carburador, além de dutos modificados, tendo um escapamento em aço inoxidável e a própria TBI. A única alteração que não foi possível ser replicada, foi o módulo

de injeção eletrônica programável, por insuficiência de dados. A Figura 26 ilustra as modificações feitas pela equipe no motor, onde é possível observar a TBI, com o bico injetor acoplado a ela e o escapamento.

Figura 26 – Modificações realizadas no motor da equipe.

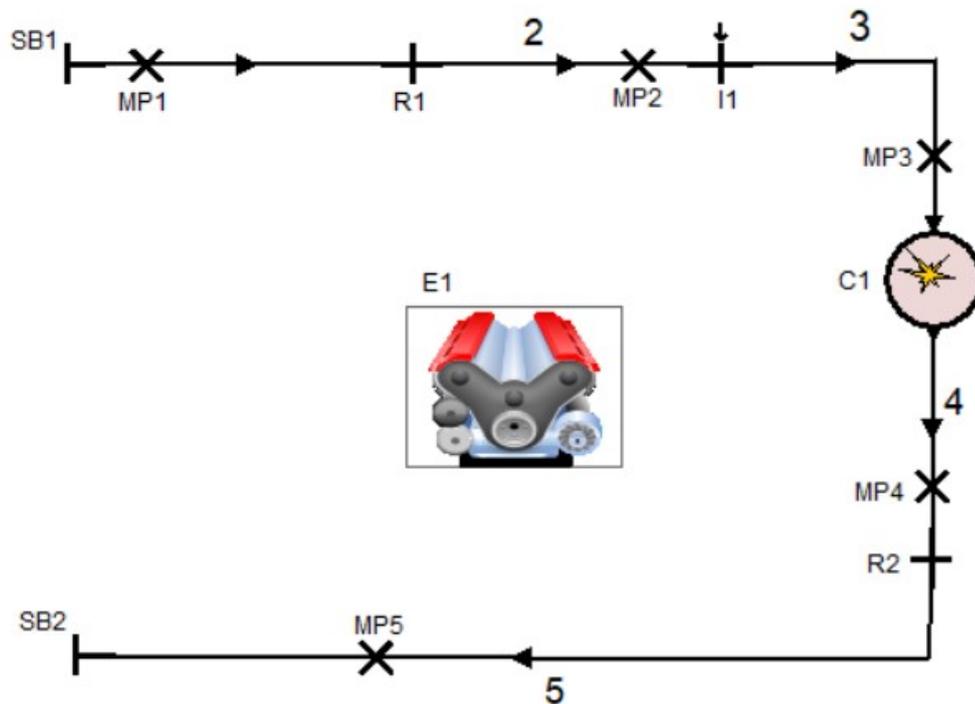


Fonte: Equipe EFICEM (2021).

A Figura 27 mostra a representação do modelo dentro do programa, sendo os componentes apresentados como motor (E1), o bico injetor de combustível (I1), o cilindro (C1) os dutos de admissão que representam a TBI (numerados por 1 e 2) e o duto incorporado ao motor (número 3). Além disso, temos o duto de exaustão incorporado ao motor (número 4) e outro duto (número 5) representando o escapamento fabricado pela equipe, sendo também possível observar restrições ou conexões entre dutos (R1 e R2) e pontos de medição (MP1 a MP5).

Muitos parâmetros do modelo da equipe e do modelo do fabricante se mantiveram iguais. Como mencionado anteriormente, alguns componentes foram retirados enquanto outros foram alterados para a realização da simulação do motor da equipe. As alterações serão apresetadas a seguir.

Figura 27 – Representação do motor Honda GX35 da equipe em AVL BOOST™.



Fonte: Autor (2022).

3.4.2.1 Sistema de alimentação (I1)

Para melhorar o sistema que controla a proporção da mistura ar/combustível no motor da equipe, converteu-se o uso de um carburador para o uso de um sistema de injeção eletrônica, capaz de controlar a quantidade de combustível injetado e diferentes tempos de ignição em cada caso de carga e velocidade de rotação do motor, alimentando o mesmo de forma mais eficiente. Além disso, o sistema de injeção eletrônica possui mais vantagens, como uma maior facilidade na partida a frio, capacidade de registrar todos os dados do motor e também alterar entre diferentes estratégias de injeção, dependendo da necessidade. Esse novo sistema tem algumas desvantagens, como aumento de peso e de complexidade. Mas, apesar disso, as vantagens que ele traz são muito mais significativas, o que justifica o seu uso (DUNERT, 2007).

Segundo AVL-BOOST™ (2020b), o programa calcula o fluxo de massa injetada utilizando a relação A/F especificada (baseada na massa) e um fluxo de massa. No caso do modelo que utiliza injetor de combustível, um ponto de medição deve ser especificado no local do sensor de fluxo de ar. Nesse caso, o fluxo médio de ar no local do sensor de fluxo de ar medido durante o último ciclo completo é usado para determinar a massa de combustível injetada.

Além disso, por falta de dados do bico injetor, foi definido o uso de uma injeção

contínua de combustível, ou seja, o programa está injetando durante todo o ciclo do motor à uma taxa constante. O problema desse método é que a formação de uma poça de combustível na parede e a evaporação a partir dela não são consideradas. A Tabela 17 apresenta os valores utilizados para o componente do sistema de injeção, sendo que a razão estequiométrica definida por Heywood (2018) e usada anteriormente para a gasolina, continuou sendo utilizada.

Tabela 17 – Parâmetros do injetor I1.

Método de injeção	Contínuo
Razão A/F	14,7
Modelo de injetor	Bico injetor (Injeção contínua)
Medição do fluxo de ar	A partir do Ponto de medição 2
O injetor cobre	100% do fluxo de ar total
Temperatura combustível [$^{\circ}C$]	25
Duto Inflow	0,95
Duto Outflow	0,95

Fonte: Autor (2022).

3.4.2.2 Dutos

Os dutos do corpo do acelerador (TBI) e do escapamento foram desenvolvidos por membros da equipe EFICEM, que utilizaram modelos matemáticos para definir o comprimento desses dutos, otimizados para uma determinada rotação, de $7000RPM$, levando em consideração a propagação das ondas dos gases na admissão e no escape, para um melhor aproveitamento dessas ondas e as diferenças de pressão que causam enquanto fluem pelos dutos, sendo possível até aumentar a quantidade de ar injetada durante a admissão. A Tabela 18 mostra os valores utilizados para a modelagem dos dutos 1, 2 e 5 da simulação, sendo que os dutos 3 e 4 já foram definidos anteriormente na Tabela 13, mas com os nomes de dutos 6 e 7, respectivamente. Além desses valores, vale ressaltar que o duto de escape possui uma curvatura descrita na Tabela 19.

Tabela 18 – Parâmetros dos dutos.

Duto	Comprimento [mm]	Diâmetro [mm]	Coefficiente de atrito	Temperatura de parede [K]
1	30	10	0,032	298
2	166	10	0,032	298
5	181	12	0,03148	700

Fonte: Autor (2022).

Tabela 19 – Parâmetros de curvatura do duto de escape.

Localização [mm]	Raio de curvatura [mm]
0	0
46	10000
63,3	11
181	10000

Fonte: Autor (2022).

3.5 DEFINIÇÃO DAS VARIÁVEIS

Para observar a influência dos parâmetros de entrada nos valores de saída e realizar o DOE, é necessário definir as variáveis de saída, ou respostas do sistema. Como estamos tratando de uma equipe de eficiência energética, a resposta mais próxima para se utilizar como base para uma otimização é o consumo específico de combustível (BSFC). Além disso, outras variáveis de saída também servirão para as análises, sendo elas a potência e o torque.

A fim de realizar o DOE e chegar em uma otimização dos valores de saída do motor, alguns parâmetros de entrada foram variados para se encontrar a melhor configuração para o motor. Esses parâmetros de entrada foram pensados de maneira a serem de fácil modificação dentro da equipe, sendo eles os parâmetros geométricos como diâmetro e comprimento dos dutos que já haviam sido projetados, e a razão de compressão, que pode ser alterada com um novo projeto de cabeçote, ou então com a fabricação de uma biela com comprimento diferente, e outros parâmetros como a razão ar-combustível e o início da combustão (controlados pela injeção eletrônica) e a duração da combustão, cuja replicabilidade não é tão simples, mas poderia ser feita alterando as propriedades do combustível (o que não seria o caso, ou aumentando o nível de turbulência dentro da câmara de combustão, com um novo projeto de pistão ou/e cabeçote. Por fim, foram utilizadas diferentes velocidades de rotação do motor para abranger uma faixa maior de operação do motor.

3.6 APLICAÇÃO DO DOE

Como já apresentado anteriormente, o DOE é utilizado para analisar a influência dos parâmetros do modelo nos parâmetros de resposta de uma simulação ou para encontrar um bom ponto de partida para o processo de otimização. No programa AVL-BOOST™, existe uma ferramenta capaz de fornecer fluxos de trabalho para análise e otimização do Design of Experiments. O Design Explorer (DE) pode ser usado no processo de desenvolvimento para investigar as dependências entre os parâmetros do modelo e os resultados da simulação, além disso, ele pode ser usado para melhorar a

qualidade de um modelo de simulação, usando um dos algoritmos de otimização.

Como definido no manual de usuário da ferramenta AVL-BOOST™ (2020c), um método DOE gera um determinado número de pontos, enquanto um ponto é uma variação dos parâmetros do modelo selecionado. O número de pontos depende do método DOE selecionado. A correlação dos pontos de projeto tem uma grande influência na análise das dependências entre os parâmetros do modelo e os parâmetros de resposta. Os resultados podem ser analisados utilizando diferentes gráficos, depois que a simulação dos pontos tiver sido concluída. AVL-BOOST™ (2020c) define as etapas do fluxo de trabalho, como listado abaixo:

1. Criar o modelo de simulação;
2. Definir parâmetros do modelo a serem variados;
3. Execute um único caso ou conjunto de casos para obter resultados de simulação de linha de base;
4. Definir os parâmetros de resposta no IMPRESS™ ou no Response Editor para descrever a adequação da simulação de base em relação às metas de otimização;
5. Definir quais casos e quais tarefas de simulação executar para cada linha da tabela DoE ou iteração de otimização;
6. Conectar ao Design Explorer ou ferramenta de otimização de terceiros (SIMULIA iSIGHT, SIMULIA Isight, modeFRONTIER, Optimus).
7. Na ferramenta de otimização pode-se:
 - Definir as faixas de variação para os parâmetros de projeto, assim como o objetivo e as restrições (os dois últimos podem ser omitidos para o DOE);
 - Selecionar e especificar os parâmetros do DOE ou do algoritmo de otimização;
 - Executar o DOE ou o processo de otimização;
 - Analisar os resultados;
 - Criar modelos substitutos usando a metodologia de Máquinas Vetoriais de Suporte (somente DOE).
8. Opcionalmente, é possível fazer uma análise detalhada das correlações dos parâmetros no IMPRESS™xD.

Com o modelo de simulação criado, os parâmetros já definidos, a realização da simulação e a definição dos parâmetros de resposta e dos casos e tarefas a serem iterados, o próximo passo foi a abertura do programa Design Explorer e o devido preenchimento dos parâmetros da simulação. Por conta de limitações computacionais para a realização das simulações, foi necessário dividir o DOE em duas etapas, uma para parâmetros geométricos e outra para os parâmetros controláveis, diminuindo o número de iterações totais. Nessa etapa, levou-se em consideração os parâmetros que foram discutidos na Seção 3.7, para assim definir os intervalos de variação para cada um deles, além de especificar o método Full Factorial para a realização do DOE e um

modelo de regressão quadrático. Nas Tabelas 20 e 21, temos cada parâmetro que foi variado em cada uma das simulações.

Tabela 20 – Parâmetros variados durante o primeiro DOE.

Parâmetro	Menor valor	Valor de base	Maior valor	Nível
Relação ar-combustível (A/F)	12	14,7	16,5	4
Duração da combustão	30	65	75	4
Início da combustão (SOC)	-23	-16	-6	4
Razão de compressão	6	8	12	4
Velocidade de rotação [<i>RPM</i>]	4000	4500	7000	4

Fonte: Autor (2022).

Tabela 21 – Parâmetros variados durante o segundo DOE.

Parâmetro	Menor valor	Valor de base	Maior valor	Nível
Raio do Duto 1 [<i>mm</i>]	8	10	14	2
Raio do Duto 2 [<i>mm</i>]	8	10	14	2
Raio do Duto 5 [<i>mm</i>]	10	12	16	2
Comprimento duto 1	20	30	80	4
Comprimento duto 2	140	166	260	2
Comprimento duto 5	120	181	390	4
Velocidade de rotação [<i>RPM</i>]	4000	4500	7000	4

Fonte: Autor (2022).

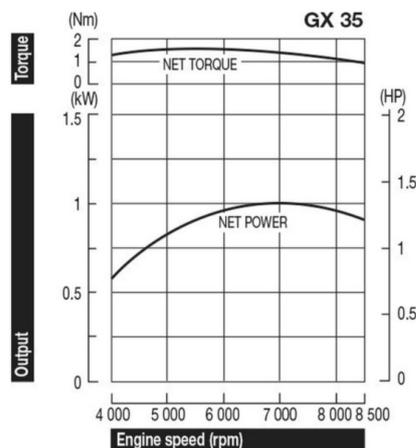
Com todos esses dados, foi possível rodar as simulações de DOE na extensão Design Explorer do programa AVL-BOOST™. No total foram realizados 2048 experimentos, sendo duas de 1024, em um computador com as seguintes configurações: Processador Intel® Core™ i7-8750H CPU @2,20 GHz de 12 núcleos e com 16GB de RAM.

4 ANÁLISE DE DADOS

4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

Para avaliar a fidelidade do modelo real original de fábrica do Honda GX35 e seu modelo simulado, foram comparadas as curvas de potência e torque obtidas durante a simulação entre $4000RPM$ e $8000RPM$ com as curvas disponibilizadas pelo fabricante em Honda (2021). As curvas que foram disponibilizadas seguem na Figura 28. Como apontado na Tabela 3, a potência máxima é de $1kW$ a $7000RPM$ e o torque máximo se dá a $5500RPM$ e equivale a $1,6Nm$.

Figura 28 – Curvas de potência e torque do motor Honda GX35.



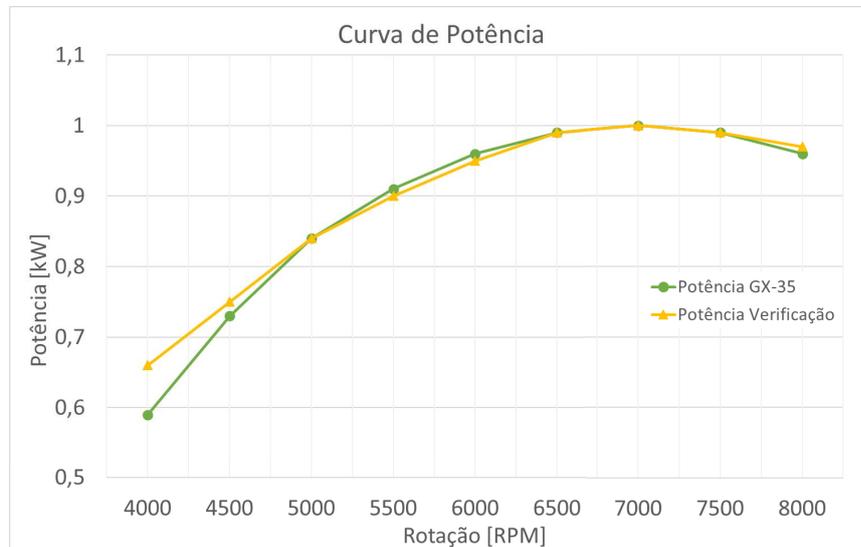
Fonte: Honda (2021).

4.1.1 Curvas de potência

Os dados da simulação em termos de potência foram analisados e inseridos em um gráfico que compara os valores de potência efetiva simulada e fornecida pelo fabricante. A Figura 29 traz essa comparação, onde é possível notar que houve algumas diferenças entre o modelo real e o simulado, sendo que os dois erros mais significativos foram de 12% e 3%, durante as rotações de $4000RPM$ e $4500RPM$, respectivamente. Essas divergências ocorrem por causa da definição dos parâmetros para a equação característica de Wiebe, e também por conta de outras simplificações dos modelos matemáticos utilizados e diminuição da temperatura do óleo quando o motor está em baixas ou altas rotações (abaixo de $4000RPM$ ou acima dos $8000RPM$). Outro fator agravante para o erro da modelagem é a modelagem da liberação de energia da combustão com valores constantes, pois na realidade a liberação de energia da combustão é variável de acordo com as rotações, já que a duração da combustão

acontece em um menor intervalo da rotação do virabrequim em baixas rotações.

Figura 29 – Comparação das curvas de potência do motor Honda GX35.

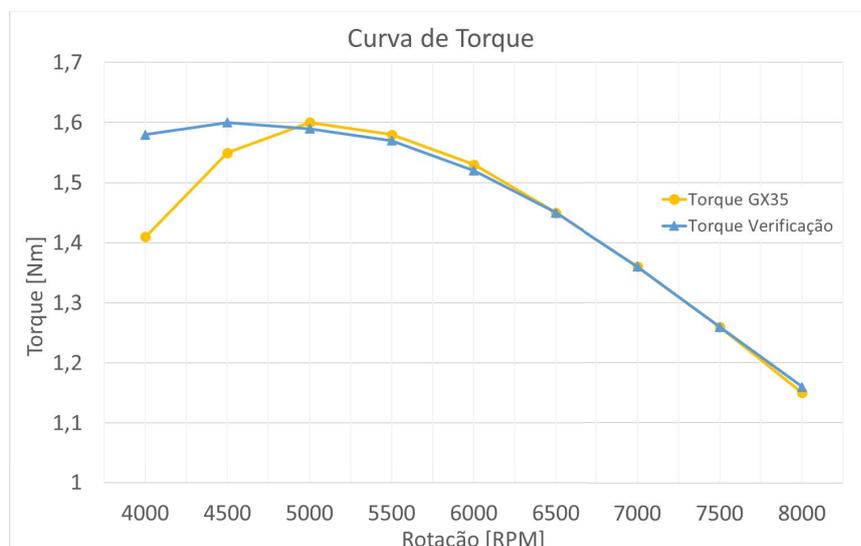


Fonte: Autor (2022).

4.1.2 Curvas de torque

Além disso, os dados da simulação em termos de torque também foram comparados com os valores de torque efetivo fornecido pelo fabricante. A Figura 30 traz essa comparação, onde é possível notar que assim como na comparação entre as curvas de potência, houveram diferenças entre o modelo real e o simulado, sendo que os dois maiores erros foram de 12% e 3%, durante as rotações de $4000RPM$ e $4500RPM$, respectivamente. Essas divergências já foram tratadas no item anterior.

Figura 30 – Comparação das curvas de torque do motor Honda GX35.

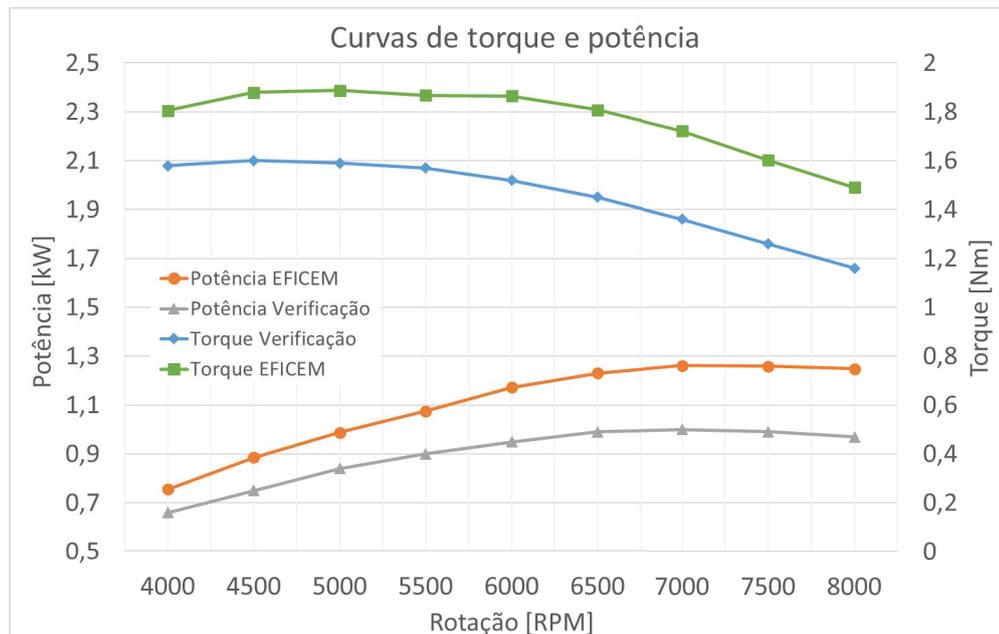


Fonte: Autor (2022).

4.2 SIMULAÇÃO DO HONDA GX35 DA EQUIPE EFICEM

Após feitos os ajustes no modelo simulado e ser capaz de reproduzir de forma aproximada o motor Honda GX35 no software AVL-BOOST™, foi possível modelar o mesmo motor, mas com as alterações feitas pela equipe EFICEM. Após feitas as análises da nova simulação, foi possível comparar as curvas do modelo original simulado e o modelo da equipe. Na Figura 31, podemos observar a comparação entre as curvas de torque e potência dos dois modelos simulados.

Figura 31 – Comparação das curvas de torque e potência dos motores simulados.

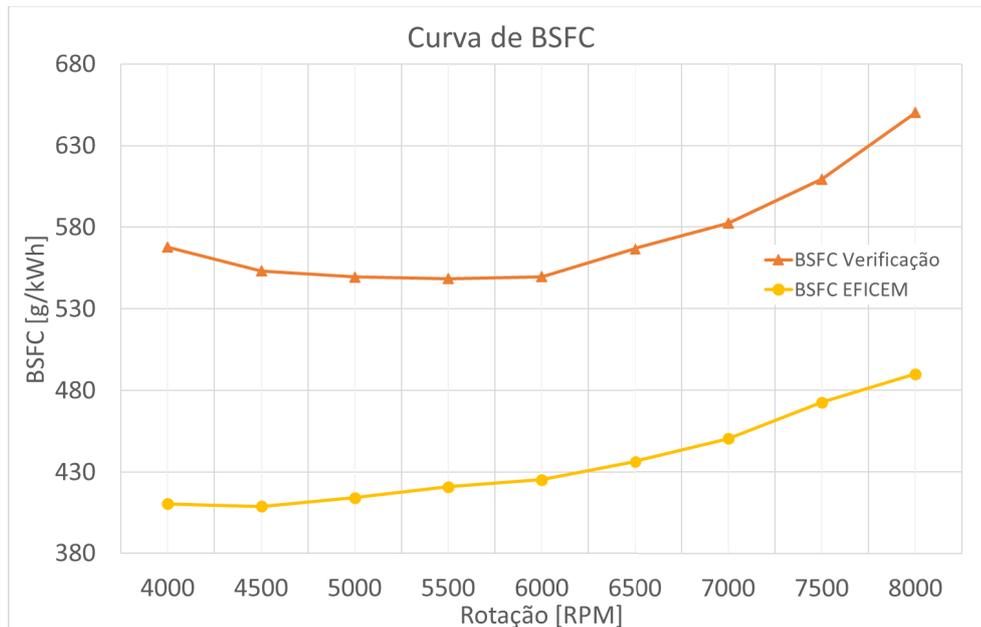


Fonte: Autor (2022).

É possível notar que houve uma melhora significativa nas curvas características do motor. Além dos dados de desempenho acima, um dado mais importante para o caso de uma equipe de eficiência energética é o de consumo específico de combustível (BSFC), que é dado pela vazão mássica de combustível por unidade de potência de saída. A Figura 32 compara os valores de BSFC para cada rotação dos motores simulados.

Pode-se notar que além da melhora nos parâmetros de performance citados anteriormente, a eficiência do motor também melhorou. A Tabela 22 apresenta a melhoria nas três respostas (potência, torque e consumo) para cada faixa de rotação do motor na forma de porcentagem, dadas pela comparação dos valores de cada uma das respostas das simulações entre a do motor original e a com as alterações. Esse ganho alto nas respostas em cada faixa de rotação pode ser explicado pela retirada de restrições no fluxo dos gases, como o filtro de ar e o sistema de escape, além da substituição do sistema de injeção de um carburador para um bico injetor, que tem um controle mais preciso e eficiente da injeção de combustível.

Figura 32 – Comparação das curvas de BSFC dos motores simulados.



Fonte: Autor (2022).

Tabela 22 – Melhoria da eficiência do motor.

Rotação [RPM]	Potência	Torque	BSFC
4000	14,5%	14,2%	38,3%
4500	18,1%	17,5%	35,3%
5000	17,6%	18,7%	32,6%
5500	19,5%	18,9%	30,3%
6000	23,4%	22,7%	29,3%
6500	24,3%	24,7%	29,9%
7000	26,2%	26,6%	29,3%
7500	27,1%	27,2%	28,9%
8000	28,7%	28,4%	32,7%

Fonte: Autor (2022).

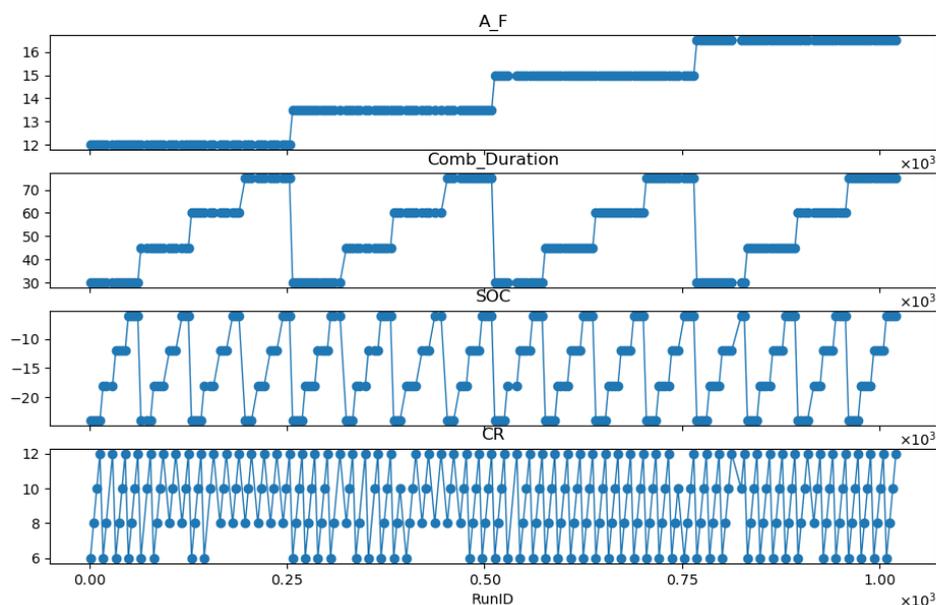
4.3 APLICAÇÃO DO DOE

Como apresentado durante a metodologia, foram realizados dois DOEs separados, cada um com 1024 simulações, a fim de se obter os melhores parâmetros para cada um dos fatores. Durante as simulações foram consideradas as diferentes velocidades de rotação do motor, mas para não estender a apresentação dos resultados do planejamento, serão apenas apresentados os resultados para a velocidade de rotação de 4000RPM.

4.3.1 Primeiro DOE

Considerando primeiro o DOE em que foram variados os importantes parâmetros para a combustão, foi realizado o DOE variando os parâmetros de relação da mistura ar-combustível (A/F), razão de compressão (CR), início (SOC) e duração (Comb_duration) da combustão, além da velocidade de rotação do motor. Durante as simulações, cada parâmetro foi variado em seus níveis e simulados entre si. A Figura 33 mostra as variações de cada um dos fatores em relação ao número das simulações rodadas. Nos gráficos é possível observar os quatro níveis dos quatro fatores.

Figura 33 – Variação dos fatores durante o DOE.



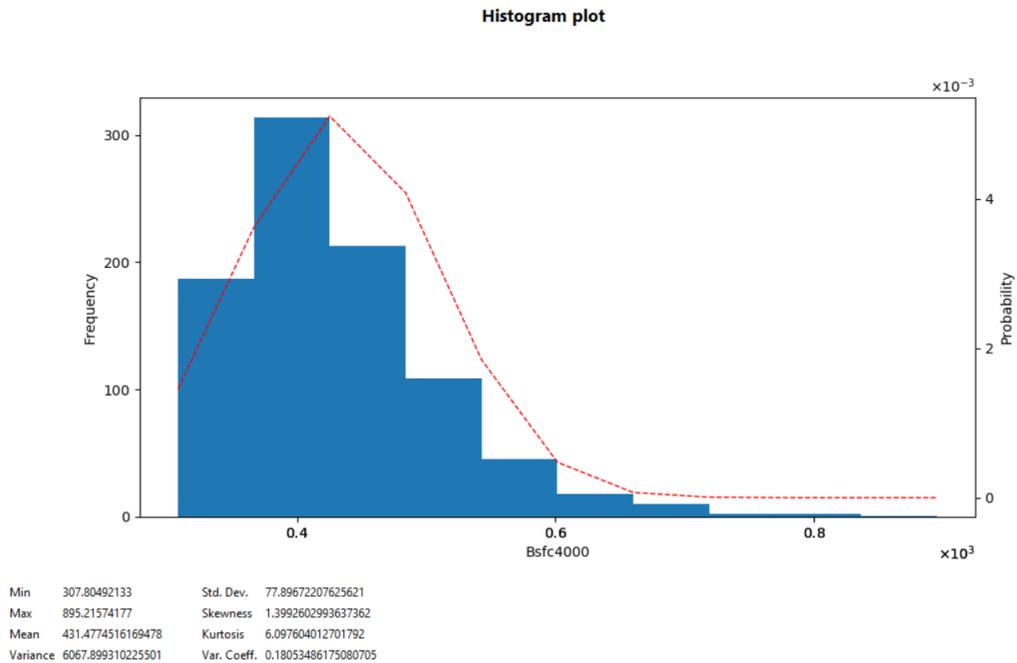
Fonte: Autor (2022).

O programa Design Explorer do AVL-BOOST™ permite a análise dos resultados do DOE por diferentes gráficos. Por exemplo, o histograma apresentado na Figura 34 dá todos os valores de BSFC calculados no primeiro DOE. Considerando o valor da média e do desvio padrão mostrados na imagem, pode-se filtrar os resultados considerando uma amostra de $\pm 2\sigma$. Dessa forma, valores de BSFC acima de 587,27 e abaixo de 275,68 foram desconsiderados.

Após a primeira filtragem, o programa Design Explorer permitiu a realização de uma análise de variância, ANOVA, em que foi possível se obter o valor de R ao quadrado (*RSquared*) que é a medida de ajuste de um modelo estatístico linear de uma variável aleatória, sendo que esse valor pode variar de 0 a 1, ou seja, quanto maior o R ao quadrado, melhor o seu modelo. Além disso, é possível obter o valor de p (p-value) que mostra se diferentes parâmetros tem causam diferenças estatisticamente significativas no resultado final, sendo que se o valor de p for $< 0,5$ então a afirmação anterior é

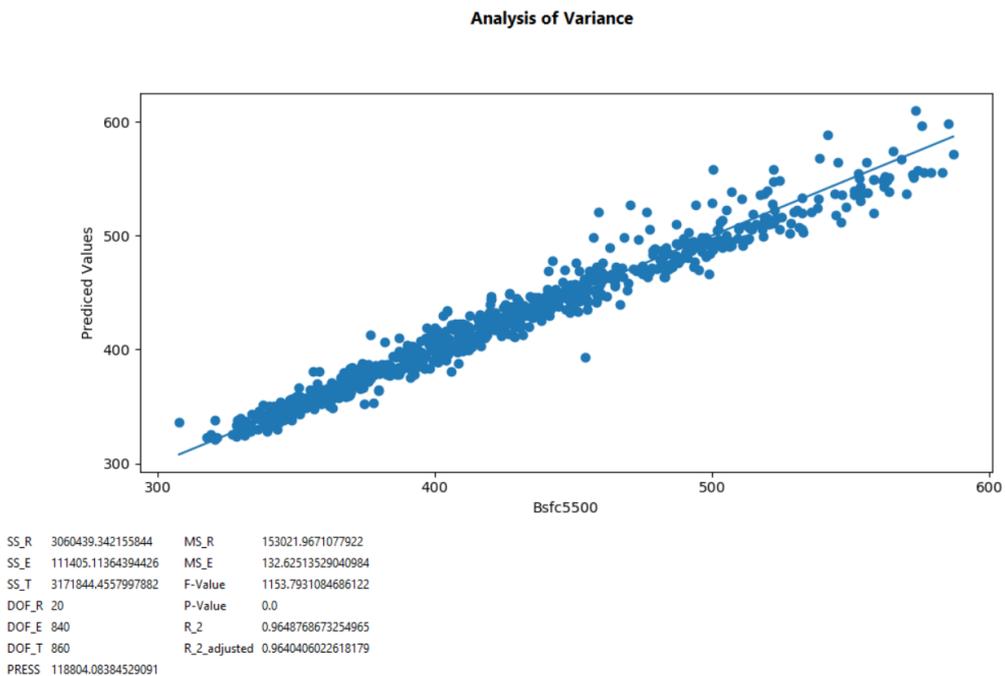
verdadeira. Dessa forma, a Figura 35 ilustra a variância das respostas e também os valores definidos acima. Um valor de R ao quadrado (*RSquared*) $R_2 \approx 0,965$ aponta que o modelo de regressão quadrática utilizado é bastante confiável. Além do mais, o valor de p é $Pvalue = 0,0$, o que mostra que o modelo tem significância estatística.

Figura 34 – Histograma do primeiro DOE.



Fonte: Autor (2022).

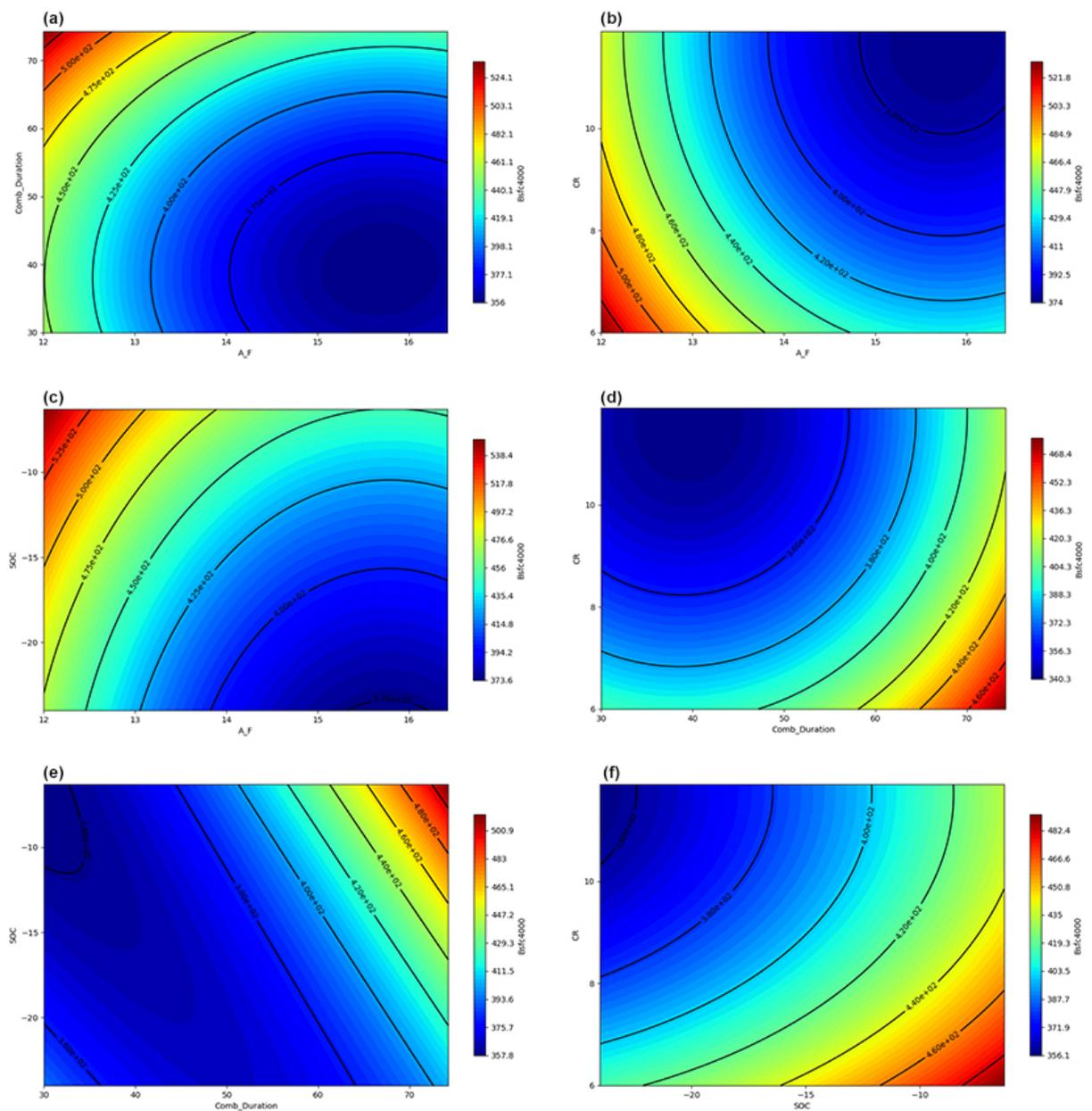
Figura 35 – Aálise de variância do primeiro DOE.



Fonte: Autor (2022).

No gráfico de contornos é possível avaliar as relações entre os parâmetros e suas contribuições para os valores de resposta. A Figura 36 apresenta a relação entre os fatores simulados com a resposta sendo BSFC, sendo que em (a) temos os contornos das variações de A/F (razão ar-combustível) e duração da combustão (Comb_duration), em (b) temos as variações de A/F e a razão de compressão (CR), em (c) as variações de A/F e SOC (Início da combustão), em (d) é apresentada as variações de duração de combustão e razão de compressão, em (e) as variações de duração de combustão e SOC e por fim, em (f) temos a comparação entre razão de compressão e SOC.

Figura 36 – Gráficos de contornos para diferentes variáveis e resposta em BSFC.



Fonte: Autor (2022).

Dos gráficos da Figura 36 é possível tirar algumas conclusões. Com o aumento da relação ar-combustível, temos um decréscimo do BSFC, ou seja, essa diminuição ocorre para misturas pobres ($\lambda > 1$), na qual temos uma maior presença de ar. Além disso, também temos uma queda do BSFC quando aumenta-se a razão de compressão, isso se dá porque a pressão na câmara de combustão aumenta durante a fase de compressão, levando conseqüentemente a um aumento na pressão de combustão. Também é possível observar que a redução da duração da combustão é uma alteração benéfica na variável de resposta, isso se dá pois caracteriza uma combustão mais abrupta. Por fim, podemos comentar sobre o atraso de ignição, como já apontado por Comandolli (2015) em seu trabalho, em que um aumento nesse atraso faz com que se aproveite muito mais a energia liberada pela combustão, visto que com a mesma quantidade de combustível é possível desenvolver uma maior quantidade de trabalho útil, diminuindo o BSFC.

O Design Explorer apresenta valores máximos e mínimos para as diferentes respostas definidas pelo usuário. Fazendo uma filtragem dos dados fornecidos pelo programa, foi possível selecionar as combinações de parâmetros com menores respostas de BSFC para cada faixa de rotação do motor. A Tabela 23 mostra as combinações citadas.

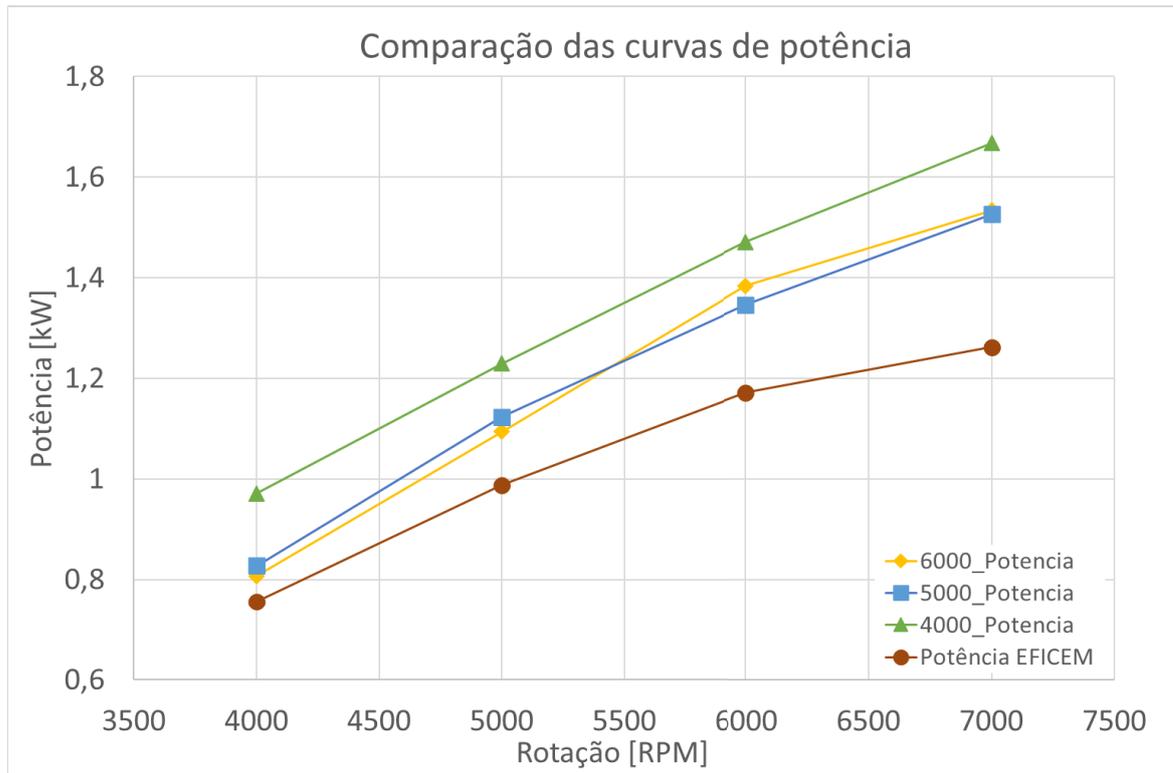
Tabela 23 – Combinações de parâmetros com menores respostas de BSFC.

Rotação [RPM]	A/F	Duração de combustão	SOC	Razão de compressão	BSFC [g/kWh]
4000	15	30°	-6°	12	307,8
5000	16,5	30°	-6°	12	319,4
6000	16,5	30°	-12°	12	317,9
7000	16,5	30°	-12°	12	328,6

Fonte: Autor (2022).

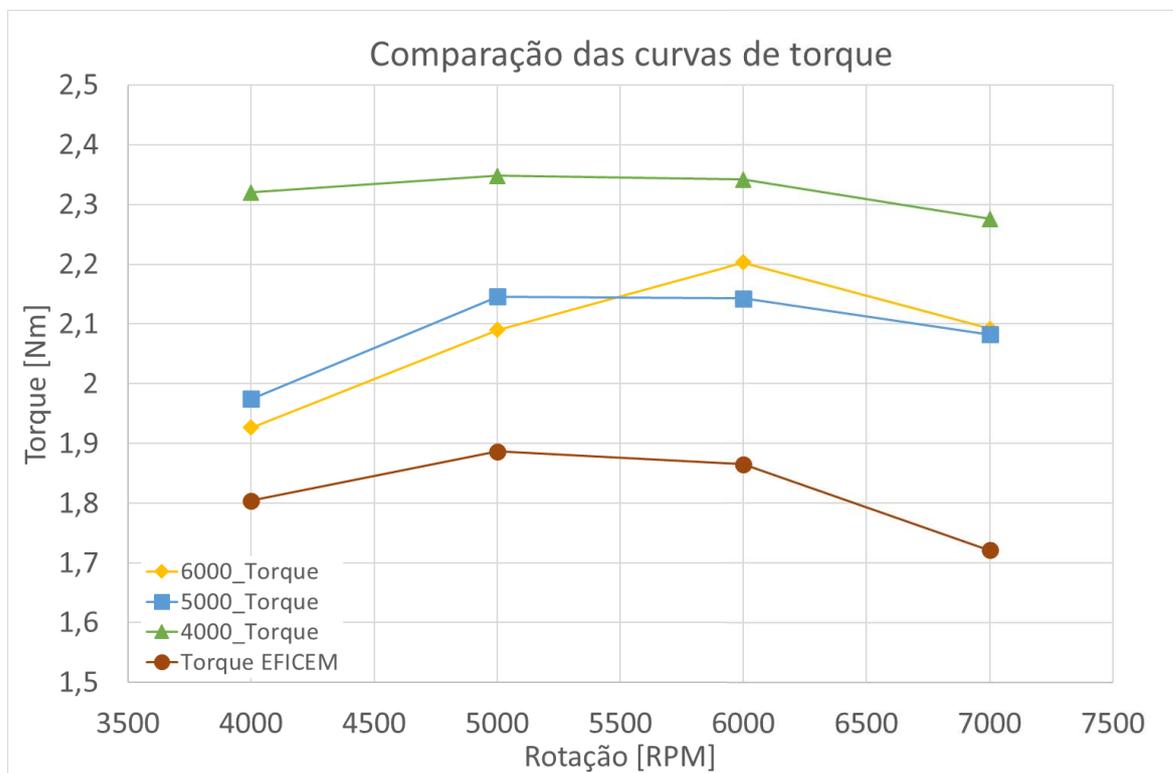
A partir dessas combinações de melhor resposta para cada rotação, foram selecionadas as combinações com os mesmos parâmetros para as outras rotações correspondentes, e, a partir das respostas (potência, torque e BSFC) de cada uma, foram traçados gráficos para comparação das curvas. Ou seja, para a combinação de parâmetros que levou à menor resposta de BSFC para a rotação do motor de 4000RPM, pegou-se também as respostas de potência, torque e BSFC para as rotações 5000RPM, 6000RPM e 7000RPM, sendo que o nome de cada curva está relacionado com as rotações das configurações da Tabela 23 anterior. As Figuras 37, 38 e 39 mostram as curvas traçadas a partir das configurações citadas acima, em comparação com as curvas da simulação do motor da equipe. As curvas referentes a rotação 7000RPM não foram traçadas, já que a configuração de menor BSFC para essa rotação é a mesma que para a rotação de 6000RPM.

Figura 37 – Curvas de potência de determinadas configurações.



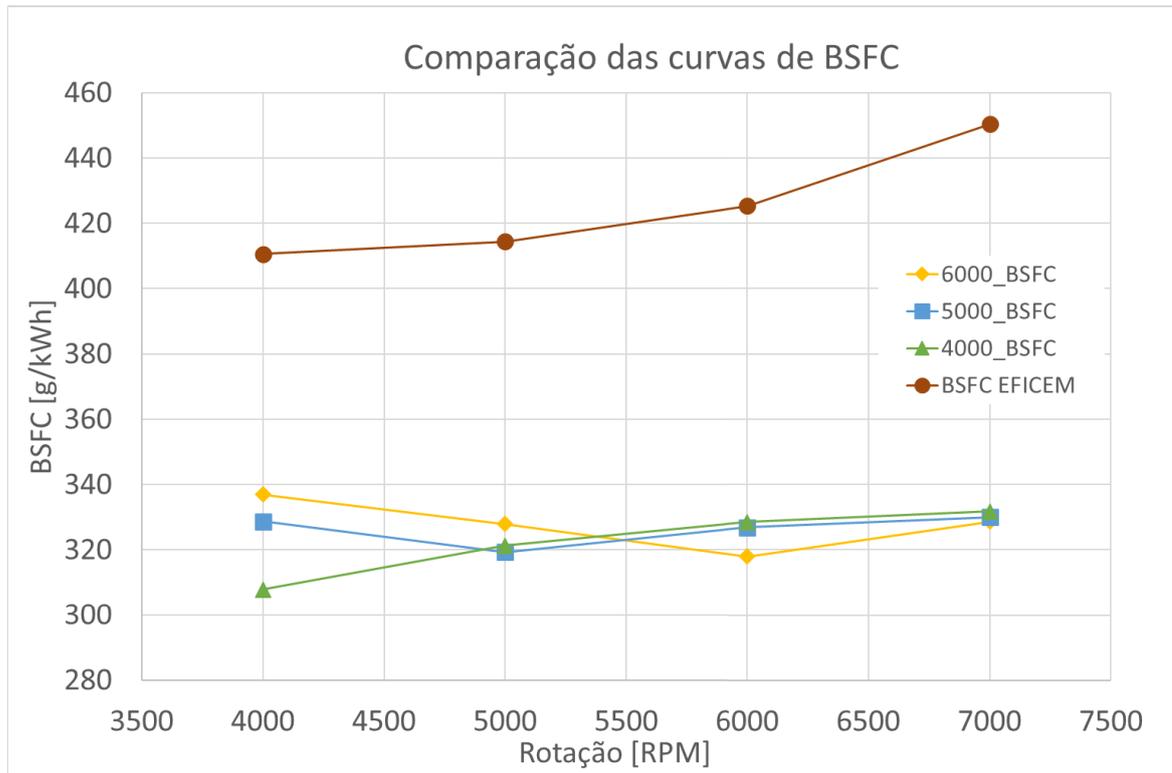
Fonte: Autor (2022).

Figura 38 – Curvas de torque de determinadas configurações.



Fonte: Autor (2022).

Figura 39 – Curvas de BSFC de determinadas configurações.



Fonte: Autor (2022).

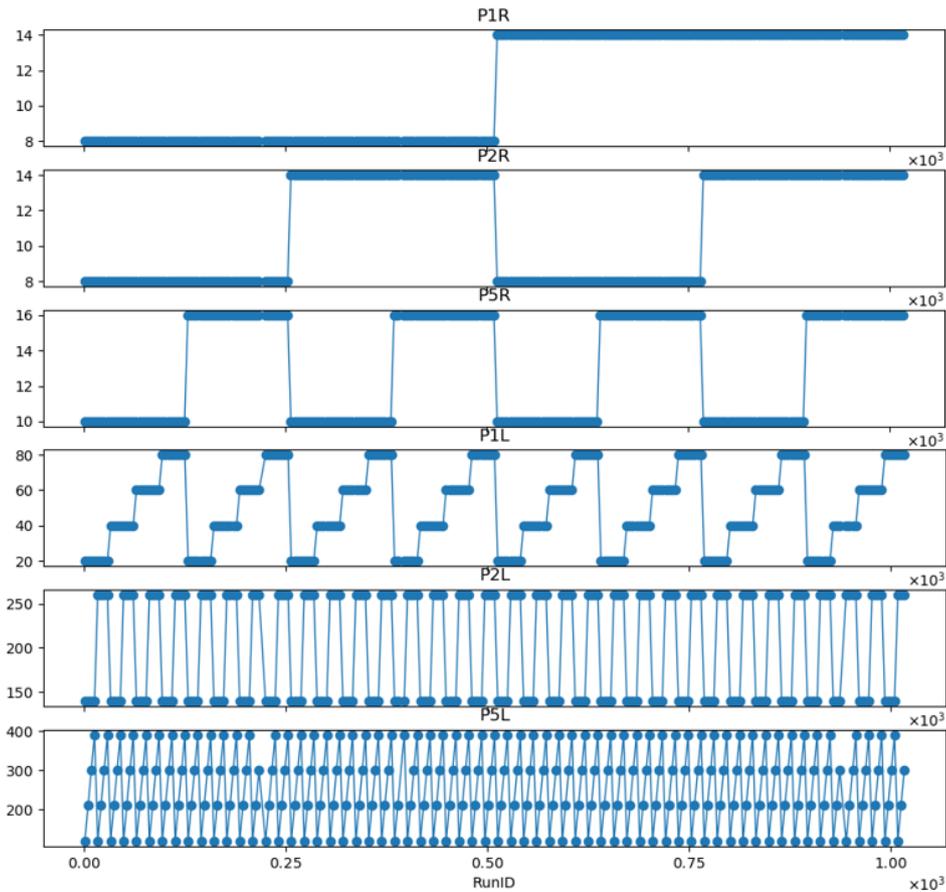
A partir dos gráficos acima é possível observar que em qualquer uma das configurações definidas, haverá uma melhora significativa em todas as respostas em relação a simulação do motor da equipe EFICEM. Apesar disso, deve ser definida a melhor entre todas as configurações, sendo que a configuração relativa a velocidade de rotação de 4000RPM é a que tem maior ganho de torque e potência, e em BSFC fica na mesma faixa que as outras configurações.

4.3.2 Segundo DOE

O segundo DOE foi realizado com parâmetros geométricos, como diâmetros e comprimento dos dutos, além da velocidade de rotação do motor. Essas variações podem trazer melhorias na eficiência volumétrica, e assim, otimizar também as outras respostas, como será mostrado a seguir.

Os parâmetros a serem variados foram os diâmetros dos dutos 1, 2 e 5, sendo nomeados como PR1, PR2, e PR5, respectivamente, além de seus comprimentos, sendo PL1, PL2 e PL5. As velocidades de rotação também foram variadas para uma melhor visualização de toda a operação do motor. A Figura 40 mostra as variações de cada um dos fatores em relação ao número de simulações rodadas. Nos gráficos é possível observar os diferentes níveis para os seis fatores.

Figura 40 – Variação dos fatores durante o DOE.

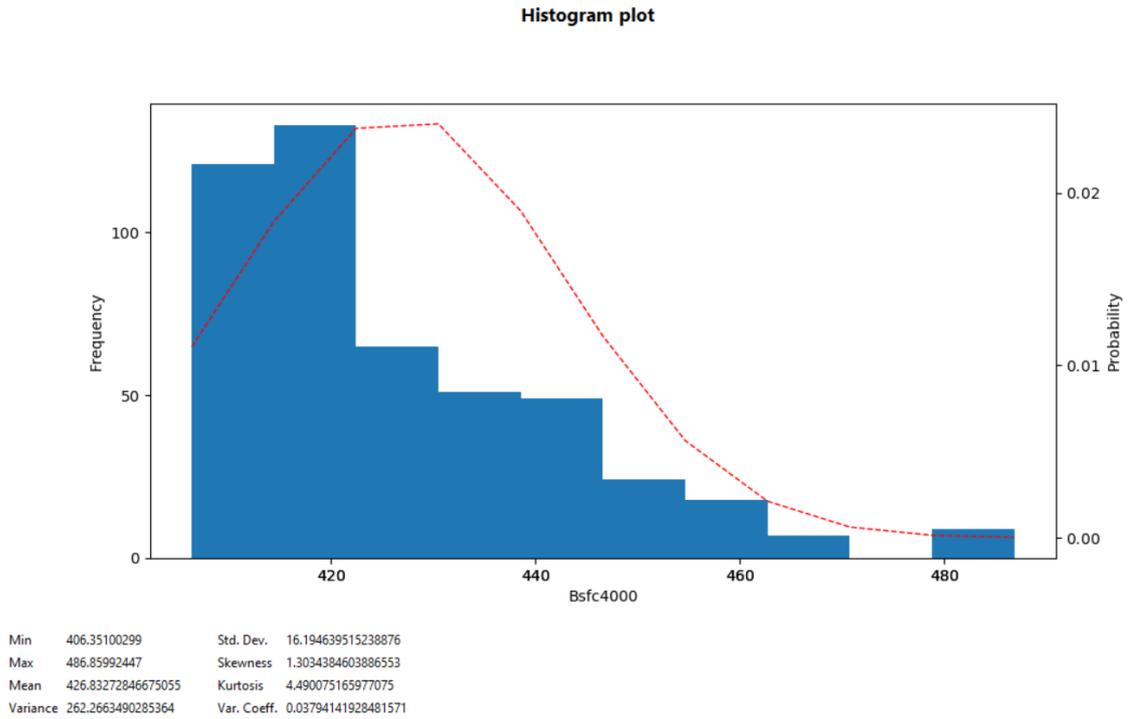


Fonte: Autor (2022).

Assim como no primeiro DOE, foi possível fazer a análise dos resultados do DOE começando pelo histograma apresentado na Figura 41 que dá todos os valores de BSFC calculados no segundo DOE. Considerando o valor da média e do desvio padrão mostrados na imagem, pode-se filtrar os resultados considerando uma amostra de $\pm 2\sigma$. Dessa forma, valores de BSFC acima de 459,22 e abaixo de 394,44 foram desconsiderados.

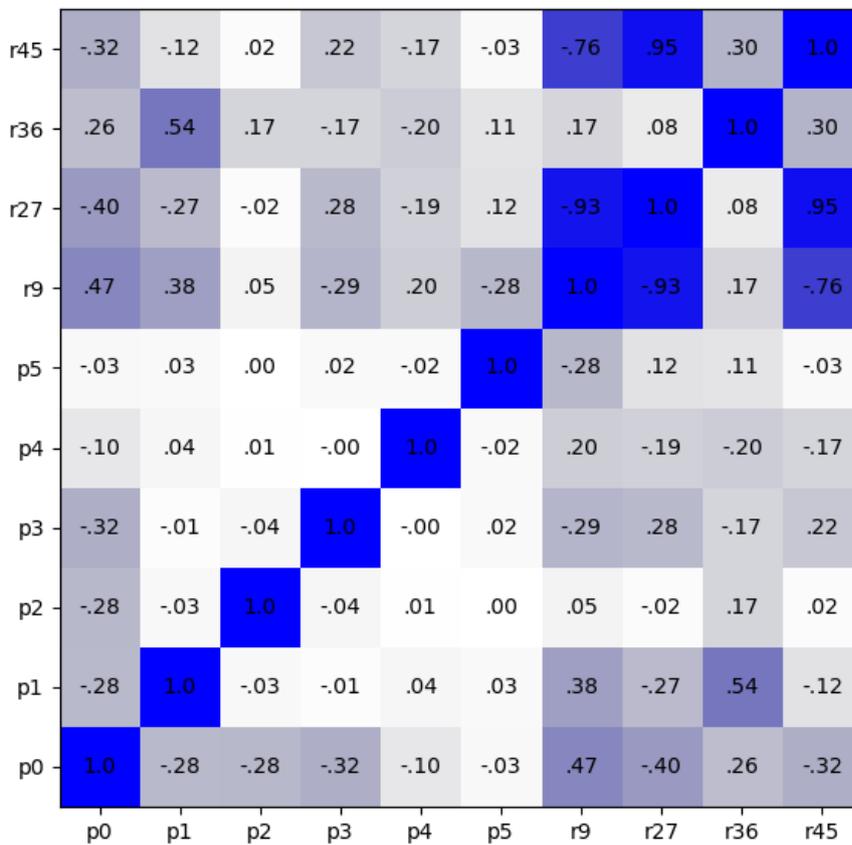
Após essa filtragem, uma matriz de correlação pode ser exibida, que mostra as relações entre os parâmetros e respostas, sendo que o número 1 é dado quando os parâmetros estão diretamente relacionados. A Figura 42 apresenta a relação entre os fatores simulados, sendo p0 equivalente a P1R, p1 a P2R, p2 a P5R, p3 a P1L, p4 a P2L e p5 a P5L, com as respostas de BSFC (r9), torque (r27), potência (r36) e eficiência volumétrica (r45). É possível notar que os parâmetros que mais influenciam nas respostas são as variações dos raios dos dutos de admissão, sendo que P1R é o fator que mais influencia nas respostas do sistema. Também pode-se constatar que a eficiência volumétrica (r45) tem grande correlação com as outras respostas de BSFC e torque.

Figura 41 – Histograma do segundo DOE.



Fonte: Autor (2022).

Figura 42 – Matriz de correlação para as variáveis e as respostas.



Fonte: Autor (2022).

Com os resultados refinado, utilizando a mesma análise feita no primeiro DOE, onde se traçou gráficos de potência, torque e BSFC para as configurações que obtiveram melhores resultados de consumo específico para cada uma das velocidades de rotação. A Tabela 24 apresenta essas melhores configurações encontradas para os parâmetros geométricos.

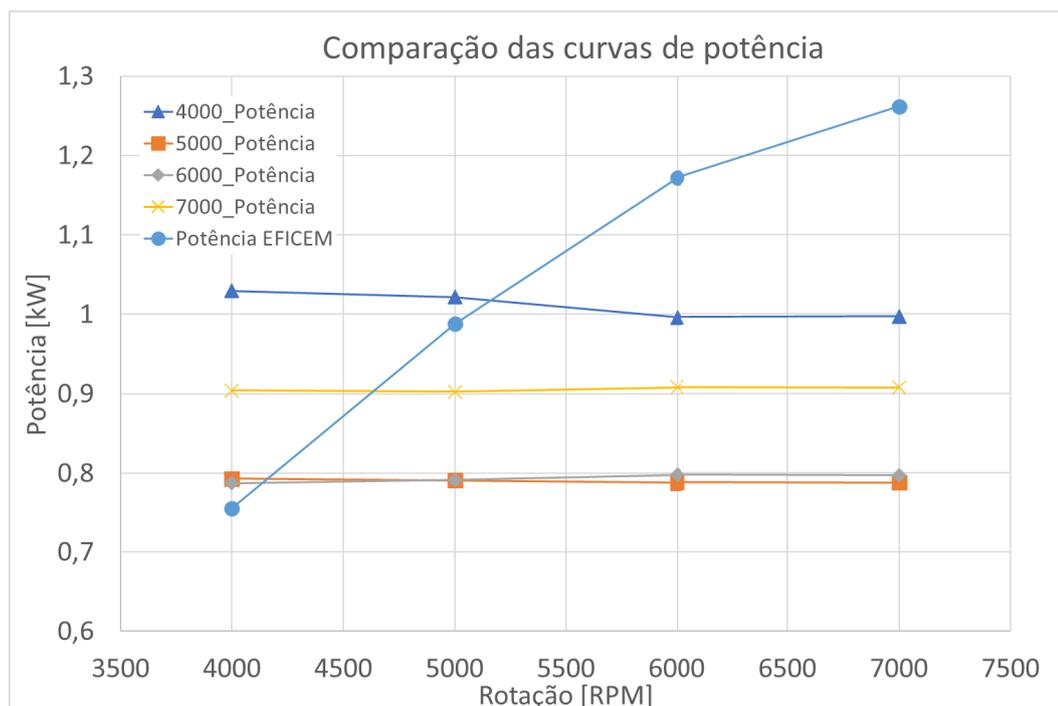
Tabela 24 – Combinações de parâmetros com menores respostas de BSFC.

Rotação [RPM]	PL1 [mm]	PL2 [mm]	PR1 [mm]	PR2 [mm]	PL5 [mm]	PR5 [mm]	BSFC [g/kWh]
4000	40	260	8	14	10	390	409,5
5000	80	140	8	8	10	120	410,1
6000	80	140	8	8	10	210	408,7
7000	80	260	8	8	16	300	407,6

Fonte: Autor (2022).

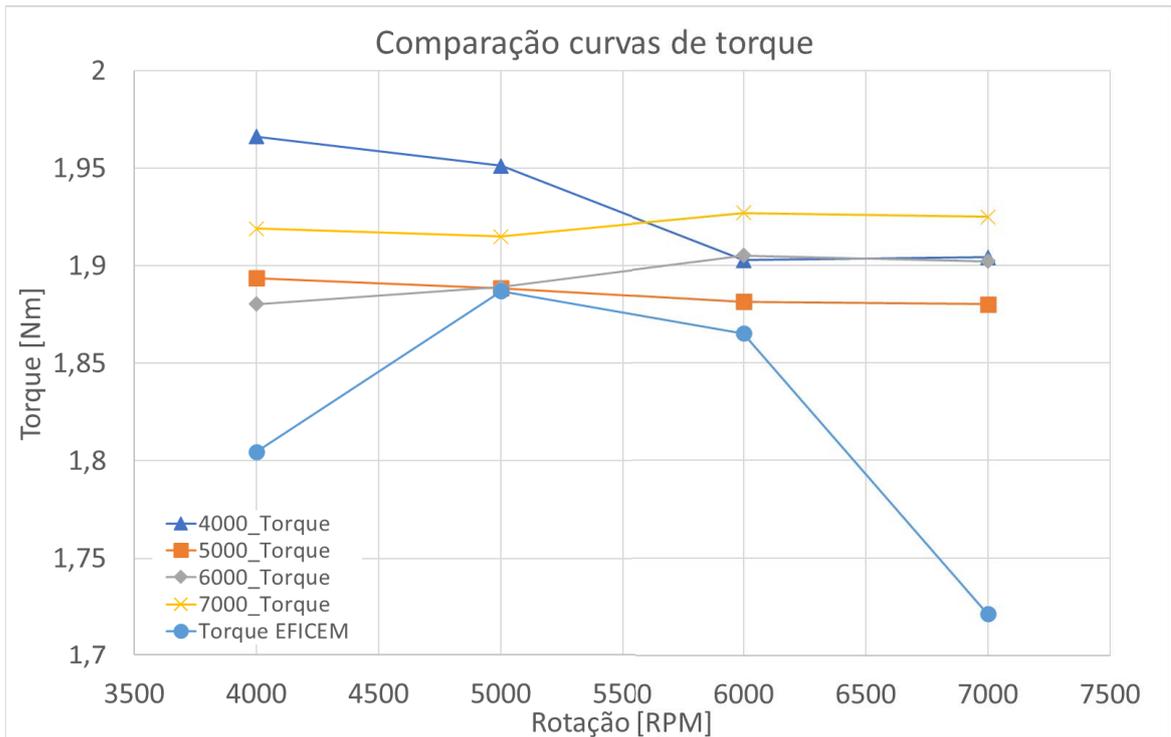
Os valores de BSFC da Tabela 24 ficaram muito próximos entre si, mesmo alterando a velocidade de rotação do motor, por isso foi necessário gerar gráficos para as curvas das respostas de BSFC, torque e potência, para as melhores configurações desses parâmetros geométricos. As Figuras 43, 44 e 45 mostram as curvas traçadas a partir das configurações citadas acima, em comparação com as curvas da simulação do motor da equipe. É possível observar que as respostas permanecem quase constantes entre as faixas de rotação, mesmo assim, definiu-se que a configuração da velocidade de rotação de 7000RPM é a que tem melhores respostas de torque e BSFC.

Figura 43 – Curvas de potência de determinadas configurações.



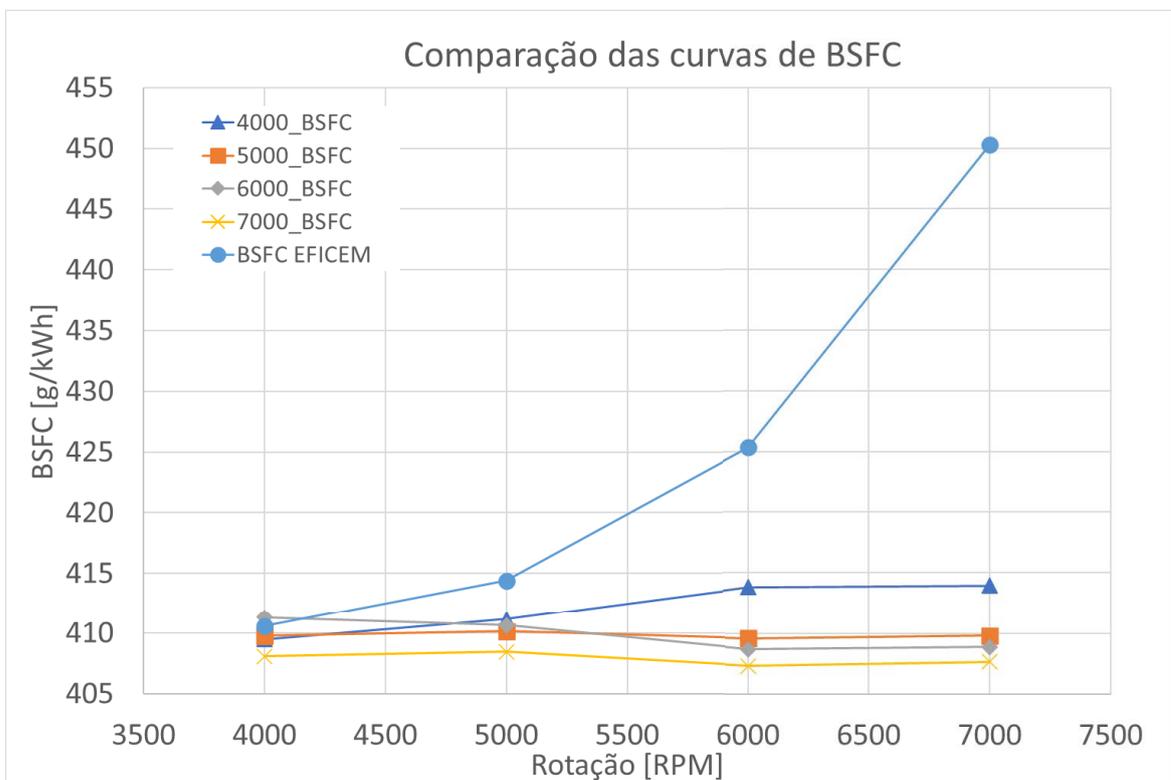
Fonte: Autor (2022).

Figura 44 – Curvas de torque de determinadas configurações.



Fonte: Autor (2022).

Figura 45 – Curvas de BSFC de determinadas configurações.



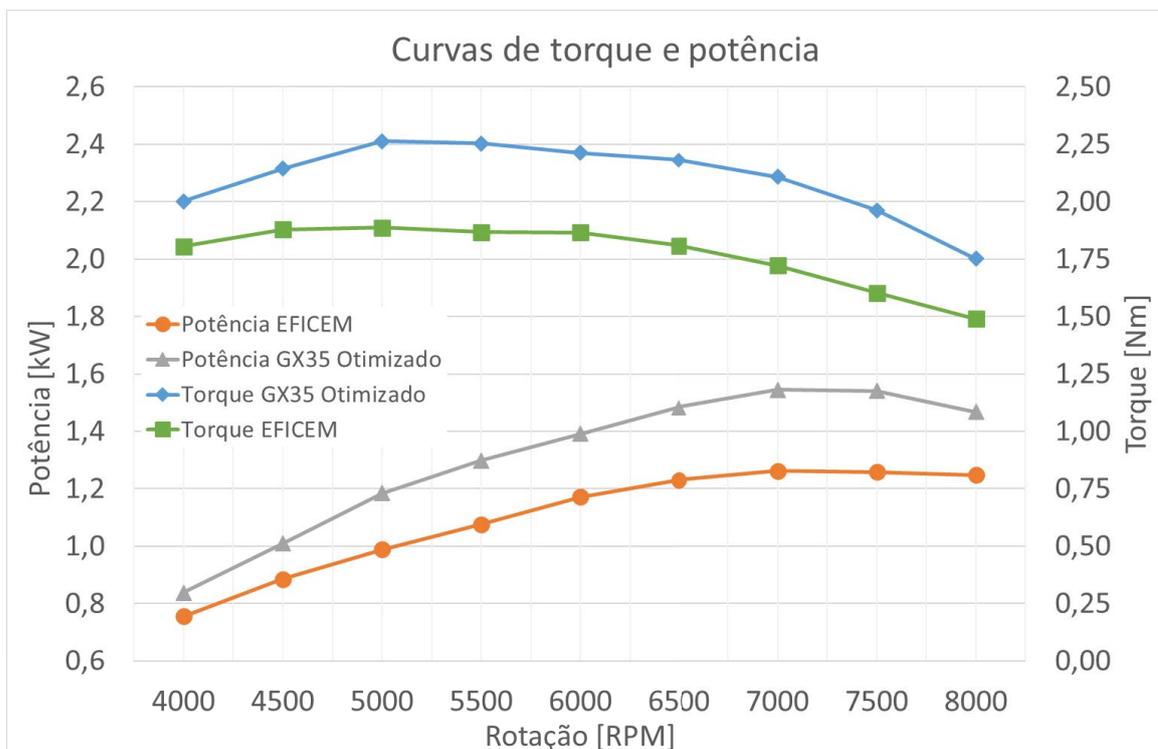
Fonte: Autor (2022).

4.4 MOTOR OTIMIZADO

A partir dos valores definidos através dos DOEs realizados no programa AVL-BOOST™, foi modelado um novo motor, com parâmetros otimizados, para se obter um motor mais eficiente e com consumo de combustível menor. A Figura 46 mostra a diferença das curvas características de potência e torque entre a simulação do motor da equipe e o novo motor otimizado. Além dessas curvas, podemos observar na Figura 47 o consumo específico, em comparação com o modelo anteriormente simulado.

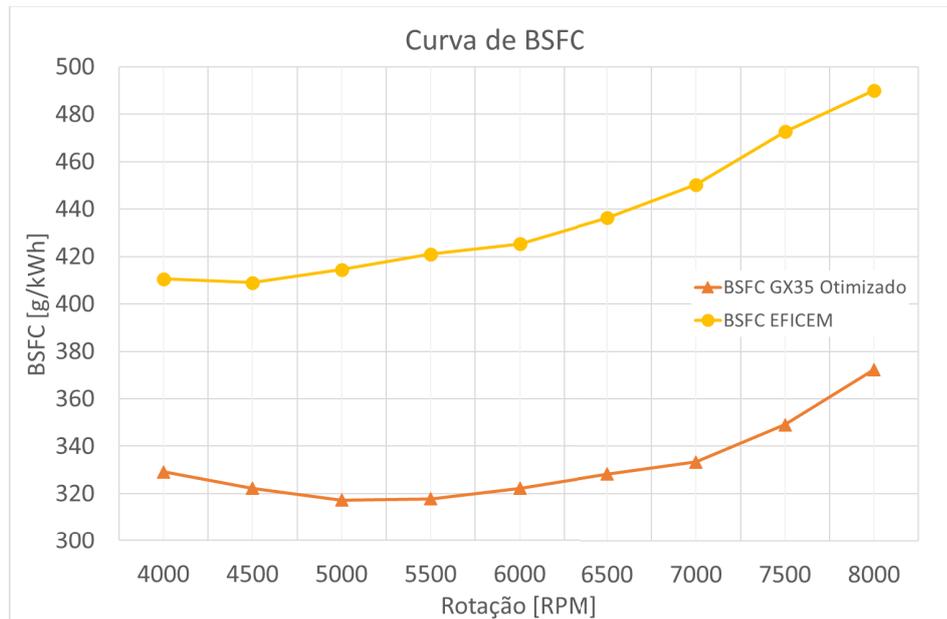
Pode-se verificar que nas três variáveis de resposta das figuras citadas acima, houve melhorias significativas em todas as faixas de rotação do motor. A otimização nas curvas de torque e potência foram de 10,9% a 22,5%. Já para a curva de BSFC, houve uma melhora de 19,8% a 26,1% no consumo específico de combustível, dependendo da faixa de rotação. Vale comentar que os parâmetros da equação de Wiebe, que estima a fração de gases queimados, não foram alterados por falta de informações experimentais. Caso esses parâmetros fossem alterados (e em teoria deveriam ser), seria possível alcançar valores de otimização mais altos. Além disso, para a simulação, a injeção eletrônica não foi considerada. Com ela seria possível um controle muito maior da injeção de combustível e atraso da ignição através dos mapas inseridos no controlador, que permitiriam variar os valores de A/F e o atraso de ignição em tempo real, dependendo das condições de operação do motor.

Figura 46 – Curvas de torque e potência para o motor otimizado.



Fonte: Autor (2022).

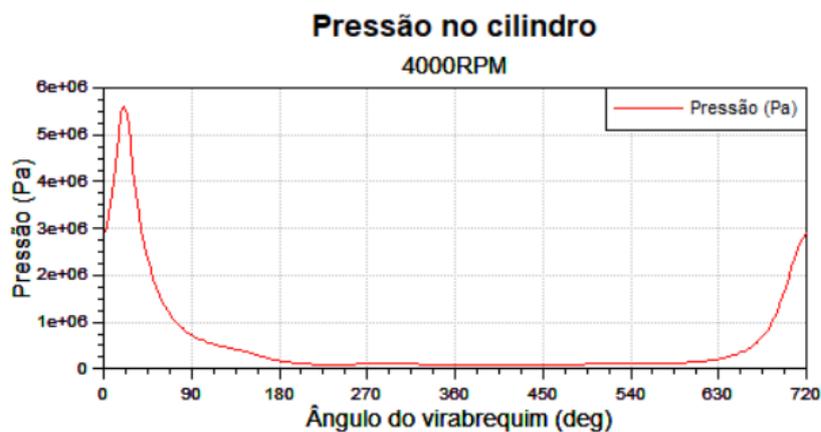
Figura 47 – Curva de consumo específico para o motor otimizado.



Fonte: Autor (2022).

Devido ao aumento da pressão no cilindro durante a fase da combustão, principalmente por causa do aumento da razão de compressão, do avanço da ignição e da mistura pobre de combustível, uma última análise que deve ser realizada, é checar se há a possibilidade de ocorrer uma combustão anormal, como por exemplo o fenômeno de detonação durante a operação do motor. Na simulação não foi considerada a possibilidade desse fenômeno por falta de dados, mas apenas para ilustrar, a Figura 48 mostra a variação da pressão no cilindro pelo ângulo do virabrequim, caracterizando uma combustão normal. Caso após o pico de pressão houvessem ruídos no gráfico, isso poderia caracterizar a detonação.

Figura 48 – Pressão no cilindro em combustão normal.



Fonte: Autor (2022).

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho proporcionou uma ampliação dos conhecimentos sobre otimização de motores a combustão interna, em que, a partir de um planejamento de experimentos foi possível avaliar a influência de diversos fatores para encontrar uma configuração ótima de um pequeno motor de ignição por centelha utilizado em um protótipo de uma equipe de eficiência energética.

Motores a combustão interna são máquinas térmicas de grande complexidade que convertem energia química em energia mecânica e térmica através da combustão. Os processos que ocorrem dentro da câmara de combustão são difíceis de prever, sendo que muitos parâmetros podem influenciar nesses processos e, conseqüentemente, nos parâmetros de saída do motor, como eficiência e performance. Para uma simulação numérica de motores a combustão interna, existem muitos modelos matemáticos que tentam fazer a previsão dos processos que ocorrem no motor, como os de combustão, de transferência de calor, de atrito, entre outros. Portanto, para uma simulação em AVL-BOOST™, muitos fatores são fundamentais e possuem relação entre si, sendo necessário ponderar valores para cada um desses fatores de forma a alcançar o desempenho desejado.

Como ponto de partida para o trabalho de otimização de um motor, considerando a falta de dados dos parâmetros do motor da forma atual em que se encontra, foi necessário dar um passo atrás e modelar o motor de forma original de fábrica, que possui uma maior quantidade de dados disponibilizados pelo fabricante e em referências bibliográficas. Além disso, foram feitas algumas aproximações para poder simular o primeiro modelo. Mesmo com a falta de dados e as aproximações, foi possível obter valores de resposta de torque e potência muito próximos às curvas de performance disponibilizadas pelo fabricante do motor. Após essa aproximação do modelo ao motor original, foram realizadas algumas alterações na simulação para tentar reproduzir o motor com as adaptações que ele havia sofrido dentro da equipe, sendo que algumas dessas adaptações não foram incluídas por falta de dados.

Para a otimização do desempenho desse motor, muitos fatores podem ser alterados e correlacionados entre si, o que tornaria inviável a realização de métodos menos robustos como tentativa e erro, para realizar essa otimização. Por conta disso, um planejamento de experimentos, ou DOE, foi de extrema importância para a avaliação dos fatores que mais influenciariam nas respostas finais. Em se tratando de um motor utilizado em uma competição de eficiência energética, uma resposta esperada para o sistema é a de consumo específico de combustível, sendo que quanto menor o valor, mais eficiente é o motor. Assim, durante o planejamento de experimentos, foram

avaliados diversos fatores, alterando os valores dos mesmos, para entender suas contribuições na resposta. Vale ressaltar que os parâmetros avaliados foram definidos de modo que, caso a equipe opte por seguir os resultados do trabalho, a reprodução dessas alterações seja factível na realidade.

A partir dos fatores que mais influenciariam de forma positiva na resposta do sistema, foi possível definir a melhor configuração de parâmetros para o pequeno motor, de forma a melhorar a eficiência. Com as variações nos fatores, foi possível obter ganhos de até 26% no consumo específico de combustível em relação ao motor utilizado pela equipe, que já possui melhorias em relação ao motor original do fabricante. Apesar disso, devido a extrapolação de alguns parâmetros, uma outra avaliação deve ser realizada em cima desses resultados para que não ocorram fenômenos indesejados, como por exemplo, a combustão anormal.

Como mencionado anteriormente, motores a combustão interna são muito complexos e diversos estudos podem ser feitos em cima dos mesmos para se aumentar a eficiência. A era dessas máquinas ainda não chegou ao fim, e com o avanço da tecnologia será possível aproveitar ainda mais desses motores. Por isso, para futuros trabalhos da equipe, ou até mesmo fora dela, recomenda-se o refino do modelo adotado por meio de medições mais precisas, além da inserção da injeção eletrônica e outras alterações que não foram consideradas para esse trabalho, além de sujeitar o motor a teste em dinamômetro para assim, obter um modelo com respostas mais fiéis à realidade. A partir desse modelo refinado, muitos outros estudos podem ser realizados, como a avaliação da viabilidade do uso de plenums na admissão, ou então alterações no comando de válvulas ou no cabeçote, otimização dos pórticos de válvulas, suavização das curvas dos dutos de admissão e exaustão, entre outras melhorias que podem trazer resultados cada vez mais positivos na busca por motores mais eficientes. Também, podemos utilizar o modelo em AVL-BOOST™ em outros módulos da AVL™ como por exemplo para realizar análises 3D da câmara de combustão no AVL-FIRE™, ou então a simulação completa do protótipo em AVL-CRUISE™.

REFERÊNCIAS

- ABEDIN, M. et al. Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 26, p. 20–33, 2013.
- ADÃO, W. B. **Spray behavior on compression ignition internal combustion engines**: a computational analysis using cfd. Monografia (TCC) — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2018. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/193975>. Acesso em: 13 ago. 2021.
- ANDWARI, A. M. et al. Modelling and evaluation of waste heat recovery systems in the case of a heavy-duty diesel engine. **Energies**, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 12, n. 7, p. 1397, 2019.
- ANTONY, J. **Design of experiments for engineers and scientists**. 2. ed. Edinburgh: Elsevier Science, 2014.
- AVL-BOOST. **BOOST™ Theory**. 2020.
- AVL-BOOST. **BOOST™ User Manual**. 2020.
- AVL-BOOST. **DoE and Optimization User Manual**. 2020.
- AVL-BOOST. **One-Cylinder gasoline engine example**. 2020.
- VAN BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F. **Internal combustion engine handbook: basics, components, systems and perspectives**. Warrendale: SAE International, 2004.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. São Paulo: Editora Blucher, 2012. v. 1.
- BUTTON, S. T. **Metodologia para planejamento experimental e análise de resultados**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas - Programa de pós-graduação em engenharia mecânica, 2016. Disponível em: <http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/pos-graduacao/IM317/apostila.pdf>. Acesso em: 10 ago. 2021.
- CARVALHO, L. d. O. **Modelagem computacional integrada e análise exergética de sistemas de cogeração com motores de combustão interna**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011. Disponível em: http://objdig.ufrj.br/60/teses/coppe_d/LeonardoDeOliveiraCarvalho.pdf. Acesso em: 15 ago. 2021.
- CAVAZZUTI, M. **Optimization methods: from theory to design scientific and technological aspects in mechanics**. Modena: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- CHIODI, M. **An innovative 3D-CFD-approach towards virtual development of internal combustion engines**. Stuttgart: Vieweg+Teubner, 2011.

COMANDOLLI, G. d. C. **Análise numérica das condições de operação de um motor de baixa cilindrada para competição de eficiência energética**. Monografia (TCC) — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/157242>. Acesso em: 13 abr. 2021.

COONEY, C. et al. Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in an ethanol-gasoline fuelled si engine. **Journal of KONES**, v. 15, p. 567–574, 2008.

COSTA, T. J. S. S. A. **Analysis of internal combustion engines towards the improvement of its efficiency**. Dissertação (Tese de mestrado) — Universidade do Minho, Minho, 2014. Disponível em: <http://repositorium.sdum.uminho.pt/handle/1822/30618>. Acesso em: 15 ago. 2021.

DEPARTAMENTO NACIONAL DE ESTRADAS DE RODAGEM. **Manual de Projeto Geométrico de Rodovias Rurais**. Rio de Janeiro, 1999.

DUNERT, F. **Chalmers Ecomarathon Engine Design**. Gothenburg, 2007. Disponível em: <http://www.chalmersverateam.se/Rapporter/EngineDesignEco.pdf>. Acesso em: 14 mai. 2021.

ENGINEERING LEARN. **How does 4-Stroke Engine Works**. 2019. Disponível em: <https://engineeringlearn.com/how-does-4-stroke-engine-works/>. Acesso em: 08 ago. 2021.

FERNANDES, M. R. **Formulação de novos combustíveis base diesel: avaliação de desempenho e emissões**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2011. Disponível em: http://www.nupeg.ufrn.br/documentos_finais/teses_de_doutorado/teses/manoelreginaldo.pdf. Acesso em: 12 nov. 2021.

FONTÃO, H. **Planejamento de experimentos: aplicação de uma ferramenta lean seis sigma para gestão empresarial em pequenos supermercados varejistas**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Taubaté, Taubaté, 2008.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 2: System Design**. Turim: Springer Nature, 2019.

GRABOWSKI, ; PIETRYKOWSKI, K.; WENDEKER, M. **AVL Simulation Tools: Practical applications**. Monografia (TCC) — Lublin University of Technology, Lublin, 2012.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. Nova York: McGraw-Hill Education, 2018.

HONDA. **Honda Engines EU**. 2020. Disponível em: <https://www.honda-engines-eu.com/en/products/engines/gx35#resultsheader>. Acesso em: 15 nov. 2021.

HONDA. **Owner's Manual Honda GX35**. 2021. Disponível em: <https://cdn.powerequipment.honda.com/engines/pdf/manuals/00X37Z3V6030.pdf>. Acesso em: 15 nov. 2021.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World energy balances: overview**. Paris, 2020. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/world-energy-balances-overview#world>. Acesso em: 13 mai. 2021.

- LINEMBURG, H. d. F. **Zero-dimensional model with a wiebe function and shifting chemical equilibrium for spark ignited combustion engines**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/187807/PEMC1820-D.pdf?isAllowed=y&sequence=-1>. Acesso em: 15 ago. 2021.
- MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. Porto: Publindústria, 2006.
- MENDOZA, A. et al. **Avaliação de um motor monocilíndrico 4 tempos de 35cc com injeção eletrônica utilizando um dinamômetro conceito**. 68-74 p. Monografia (TCC) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2009.
- MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. **Combustion engines development: mixture formation, combustion, emissions and simulation**. Berlin: Springer Science & Business Media, 2011.
- MICHELIN. **Ultimate energy tire**. 2021. Disponível em: <https://thetiredigest.michelin.com/michelin-ultimate-energy-tire>. Acesso em: 20 mai. 2021.
- MONTGOMERY, D. C. **Design and analysis of experiments**. 9. ed. Arizona: John Wiley & Sons, Incorporated, 2017.
- NETO, R. M. A. **Simulação computacional e análise exérgica de um motor de motocicleta de baixa cilindrada com misturas de gasolina e etanol**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.
- NOTÍCIAS AUTOMOTIVAS. **O que é e para que serve o carburador?** 2022. Disponível em: <https://www.noticiasautomotivas.com.br/o-que-e-e-para-que-serve-o-carburador/>. Acesso em: 30 jan. 2022.
- OLIVEIRA, T. L. **Análise energética, exérgica e experimental em um motor de combustão interna usando como combustível os fluidos do processo de pirólise assistida por micro-ondas**. Monografia (TCC) — Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2018. Disponível em: https://www.repositorio.ufop.br/bitstream/123456789/10393/1/TESE_AnáliseEnergéticaExérgica.pdf. Acesso em: 14 ago. 2021.
- PATTON, K. J.; NITSCHKE, R. G.; HEYWOOD, J. B. Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines. **SAE Transactions Journal of Engines**, SAE International, v. 98, p. 1441–1461, 1989.
- PUNOV, P.; GECHEV, T. Energy management of a fuel cell hybrid ultra-energy efficient vehicle. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 46, n. 38, p. 20291–20302, 2021.
- RANZI, M. F. **Análise das emissões de um motor de combustão interna**. Monografia (TCC) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014. Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/109191>. Acesso em: 25 ago. 2021.
- SHELL. **Shell Eco-Marathon Brasil**. 2018. Disponível em: <https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil.html>. Acesso em: 14 jun. 2021.

SINGH, A. **A friction prediction model for small SI engines**. Dissertação (Mestrado) — Missouri University of Science and Technology, Missouri, 2013. Disponível em: https://scholarsmine.mst.edu/masters_theses/7101/. Acesso em: 16 ago. 2021.

WERKEMA, M. C. C.; AGUIAR, S. **Planejamento e análise de experimentos**: como identificar e avaliar as principais variáveis influentes em um processo. Belo Horizonte: Fundação Christiano Ottoni, 1996.