



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE TCC:

Otimização de coletor de admissão para ganho de performance em altas rotações em motores de combustão interna

ALUNO:

Ronaldo Luiz Cavalcanti da Costa

PROFESSOR ORIENTADOR:

Guilherme Medeiros Soares de Andrade

Recife - PE

2025

RONALDO LUIZ CAVALCANTI DA COSTA

**OTIMIZAÇÃO DE COLETOR DE ADMISSÃO PARA GANHO DE PERFORMANCE
EM ALTAS ROTAÇÕES EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Orientador: Guilherme Medeiros Soares de Andrade

Recife - PE

2025

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Costa, Ronaldo Luiz Cavalcanti da.

Otimização de coletor de admissão para ganho de performance em altas rotações em motores de combustão interna / Ronaldo Luiz Cavalcanti da Costa. - Recife, 2025.

54 p : il., tab.

Orientador(a): Guilherme Medeiros Soares de Andrade

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica - Bacharelado, 2025.

Inclui referências.

1. Motores de Combustão Interna. 2. Coletor de admissão. 3. Eficiência volumétrica. I. Andrade, Guilherme Medeiros Soares de. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)

RONALDO LUIZ CAVALCANTI DA COSTA

**OTIMIZAÇÃO DE COLETOR DE ADMISSÃO PARA GANHO DE PERFORMANCE
EM ALTAS ROTAÇÕES EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Aprovado em: 08/04/2025

BANCA EXAMINADORA

Profa. Dr. Guilherme Medeiros Soares de Andrade (Orientadora)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Fabio Santana Magnani (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus, por me dar forças para enfrentar os desafios ao longo dessa caminhada e por permitir que eu chegasse até aqui, realizando um grande sonho.

À minha família, meu mais profundo agradecimento por todo o amor, apoio e incentivo incondicional. Mesmo diante das dificuldades de estar longe de casa, vocês sempre estiveram ao meu lado, acreditando em mim e me motivando a seguir em frente. Sem o suporte e os ensinamentos de cada um de vocês, essa conquista não seria possível.

Ao meu professor orientador, Guilherme, expresso minha sincera gratidão por toda a paciência, orientação e apoio ao longo do desenvolvimento deste estudo.

Agradeço também a todos amigos que me apoiaram nesta etapa final, em especial Luiz Leão e Leandro Montenegro, por confiarem e investirem na minha capacidade de desenvolver melhorias para seus projetos de competição. Essa oportunidade foi essencial para meu crescimento acadêmico e profissional, e sou extremamente grato pela confiança depositada no meu trabalho.

RESUMO

Dentre os fatores que influenciam diretamente a eficiência do motor, a geometria do coletor de admissão desempenha um papel fundamental na otimização da eficiência volumétrica, impactando diretamente o torque e a potência em diferentes faixas de rotação. O objetivo desse trabalho foi realizar análises e otimizações do coletor de admissão dos motores Volkswagen EA855 2.5L e Ford Duratec 2.0L, utilizando o software Lotus Engine Simulation, que permite simulações avançadas do comportamento do motor. Inicialmente, os modelos foram validados por meio da comparação entre os resultados simulados e os dados reais. Em seguida, aplicando as teorias de ressonância do fluxo de ar nos dutos de admissão e do Efeito RAM, foi estimado o comprimento ideal dos dutos, com refinamento posterior utilizando a ferramenta de otimização do software. Com os parâmetros ajustados, novas configurações do coletor foram simuladas para avaliar seus impactos no desempenho do motor. No caso do Duratec 2.0L, um coletor otimizado foi modelado e fabricado, incorporando borboletas individuais para cada cilindro, visando melhorar a resposta do acelerador e a eficiência volumétrica. Os testes comparativos entre a simulação e o motor real demonstraram ganhos significativos em potência e torque, principalmente em altas rotações, validando a metodologia empregada e reforçando a eficácia da otimização do coletor de admissão no aumento do desempenho do motor.

Palavras-chave: Motores de Combustão Interna. Eficiência volumétrica. Coletor de admissão. Engine Simulation.

ABSTRACT

Among the factors that directly influence engine efficiency, the intake manifold geometry plays a fundamental role in optimizing volumetric efficiency, directly impacting torque and power across different RPM ranges. This study aimed to analyze and optimize the intake manifolds of the Volkswagen EA855 2.5L and Ford Duratec 2.0L engines using the Lotus Engine Simulation software, which enables advanced engine behavior simulations. Initially, the models were validated by comparing simulated results with real-world data. Then, by applying airflow resonance theories in the intake ducts and the RAM Effect, the ideal duct length was estimated, followed by refinement using the software's optimization tool. With the adjusted parameters, new manifold configurations were simulated to assess their impact on engine performance. In the case of the Duratec 2.0L, an optimized manifold was designed and manufactured, incorporating individual throttle bodies for each cylinder to enhance throttle response and volumetric efficiency. Comparative tests between the simulation and the real engine demonstrated significant gains in power and torque, especially at high RPMs, validating the applied methodology and reinforcing the effectiveness of intake manifold optimization in improving engine performance.

Keywords: Internal Combustion Engines. Volumetric Efficiency. Intake Manifold. Engine Simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tempos de um motor alternativo por centelha.....	14
Figura 2 - Principais partes de um motor por centelha.....	14
Figura 3 - Os 4 tempos de um motor alternativo por centelha	16
Figura 4 - Representação de coletor de admissão.....	17
Figura 5 - Eficiência Volumétrica de acordo com o comprimento dos Runners de Admissão em cada faixa de rotação do Motor.	18
Figura 6 - Eficiência Volumétrica de acordo com o diâmetro dos Runners de Admissão em cada faixa de rotação do Motor.	19
Figura 7 - Diagrama Biela-Manivela	22
Figura 8. Gráficos que representa os ângulos de abertura e fechamento das válvulas EA855	24
Figura 9 - Ford Fiesta 2.0 Duratec em teste de dinamômetro	24
Figura 10 - Tela principal do Engine Simulation, com modelo base monocilíndrico..	25
Figura 11 - Modelo do motor EA855	26
Figura 12 - Propriedades dos tubos (pipes)	27
Figura 13 - Propriedades dos cilindros.....	27
Figura 14 - Configuração do VVT.....	28
Figura 15 - Tela da ferramenta de otimização de parâmetros.....	29
Figura 16 - Gráfico de potência e torque do teste de dinamômetro do Jetta 2.5 EA855	33
Figura 17 - Resultados de potência e torque obtidos no teste de dinamômetro do Fiesta Duratec.....	36
Figura 18 - Gráfico de potência EA855, Real x Simulado	38
Figura 19 - Gráfico de torque EA855, Real x Simulado.....	39
Figura 20 - Gráfico de potência Duratec, Real x Simulado	40
Figura 21 - Gráfico de torque Duratec, Real x Simulado.....	40
Figura 22 – Curvas de potência com variados comprimentos de runner – EA855....	41
Figura 23 - Gráfico de potência EA855, Coletor original x Coletor otimizado.....	42
Figura 24 - Gráfico de torque EA855, Coletor original x Coletor otimizado	43
Figura 25 - Modelo do Duratec com sistema de admissão individual por cilindro	44
Figura 26 - Curvas de potência com variados comprimentos de runner - Duratec....	44
Figura 27 - Gráfico de potência Duratec, Coletor original x Coletor otimizado	45

Figura 28 - Gráfico de torque Duratec, Coletor original x Coletor otimizado	45
Figura 29 - CAD do coletor e peça fabricada	46
Figura 30 - Coletor e borboletas instaladas ao motor.....	46
Figura 31 - Potência Coletor otimizado, Real x Simulada	47
Figura 32 - Torque coletor otimizado, Real x Simulado.....	48
Figura 33 - Gráfico de potência reais Duratec, Coletor original x Coletor otimizado .	48
Figura 34 - Gráfico de torque reais Duratec, Coletor original x Coletor otimizado	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados referentes aos internos do bloco e cabeçote do motor EA855.....	31
Tabela 2 - Dados dos comandos de válvulas do EA855	32
Tabela 3 – Dados dos coletores de admissão e escape originais do motor EA855 ..	33
Tabela 4 - Potência e torque corrigidos de medição real do EA855.....	34
Tabela 5 - Dados referentes aos internos do bloco e cabeçote do motor Duratec....	35
Tabela 6 - Dados dos comandos de válvulas do Duratec	35
Tabela 7 – Dados dos coletores de admissão original e escape do motor Duratec ..	36
Tabela 8 - Potência e torque corrigidos de medição real do Duratec.....	37

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	OBJETIVOS	12
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	13
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS.....	13
2.1.1	Ciclos de funcionamento	13
2.1.2	Componentes de funcionamento.....	14
2.1.3	Parâmetros de funcionamento	15
2.1.4	Eficiência volumétrica.....	16
2.2	Sistema de admissão	16
2.2.1	Funcionamento	17
2.2.2	Influências na eficiência volumétrica	18
2.2.3	Efeito RAM e ressonâncias na admissão	19
2.3	MODELOS MATEMÁTICOS	20
2.3.1	Pressão Média Efetiva.....	21
2.3.2	Pressão Média de Atrito.....	21
2.3.3	Consumo Específico	21
2.3.4	Torque de saída	22
3	METODOLOGIA	23
3.1	COLETA DE DADOS.....	23
3.2	CRIAÇÃO DE MODELO	25
3.3	VALIDAÇÃO DO MODELO	28
3.4	OTIMIZAÇÃO	28
3.5	PROTOTIPAGEM.....	30
4	RESULTADOS	31
4.1	DADOS DOS MOTORES	31
4.1.1	Volkswagen EA855 2.5	31
4.1.2	Ford Duratec 2.0	34
4.2	VALIDAÇÃO DO MODELO	37
4.3	OTIMIZAÇÃO DOS COLETORES DE ADMISSÃO.....	41
4.4	VALIDAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO POR PROTOTIPAGEM	46
5	CONCLUSÕES	51
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	53

1 INTRODUÇÃO

O aprimoramento dos motores de combustão interna representa um desafio permanente na busca por eficiência, desempenho e sustentabilidade. A indústria automotiva está continuamente em busca de progresso tecnológico, fazendo substanciais investimentos para aprimorar a eficiência dos automóveis. Isto é motivado tanto pela competitividade no setor quanto pelas crescentes preocupações ambientais e regulamentações governamentais (Brunetti, 2012).

A eficiência volumétrica de um motor de combustão interna está intrinsecamente ligada ao desempenho do sistema de admissão, que impacta na competência de gerar potência conforme a quantidade de oxigênio disponível para o processo de combustão. Em que fatores como comprimento e diâmetro dos *runners* do coletor de admissão desempenham um papel crucial. A otimização desses parâmetros pode resultar em melhorias significativas na eficiência volumétrica, torque e potência efetiva (Heywood, 1988).

Nesse contexto, a influência direta da geometria do coletor de admissão na vazão mássica de ar que entra na câmara de combustão ressalta a importância dessa área de estudo. A busca por uma geometria otimizada visa garantir não apenas valores elevados de eficiência volumétrica, torque e potência efetiva em determinadas faixas de rotação, mas também a capacidade de adaptação do motor a uma variedade de condições de operação.

Assim, o presente trabalho se propõe a explorar e otimizar a geometria do coletor de admissão de dois motores que foram amplamente vendidos no mercado nacional, o Volkswagen EA855 2.5 e o Ford Duratec 2.0, com especial foco em ganhos de desempenho em altas rotações. Para isso, a otimização será conduzida por meio de mecanismos de simulação, permitindo a análise detalhada dos efeitos das modificações na eficiência volumétrica, torque e potência. Com base nos resultados obtidos, o estudo visa fornecer diretrizes para o desenvolvimento de um coletor de admissão voltado para performance, maximizando o rendimento dos motores em aplicações de alto desempenho.

De tal modo, antecipa-se que este projeto sirva como referência para aplicar princípios de otimização de coletor de admissão, técnicas de simulação e análise, fundamentais para a formação de profissionais na área de engenharia mecânica.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral otimizar a geometria do coletor de admissão, buscando aprimorar o desempenho do motor em altas rotações. A metodologia empregará simulação CFD 1D utilizando o software *Lotus Engine Simulation*. Como objetivos específicos têm-se:

- Coletar parâmetros originais dos motores estudados.
- Avaliar a confiabilidade do software *Lotus Engine Simulation*, simulando o motor original.
- Analisar os efeitos de cada parâmetro do coletor de admissão na performance do motor.
- Otimizar os parâmetros do coletor de admissão de cada motor para altas rotações.
- Comparar as curvas de torque e potência dos motores originais com os motores otimizados.
- Desenvolvimento do coletor de admissão otimizado para testes reais.
- Comparar os resultados do motor otimizado simulado com os gráficos de potência e torque reais do motor com o coletor desenvolvido.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O motor de combustão interna tem como principal função a conversão de energia térmica, derivada da queima do combustível, em energia mecânica. O motor a ser estudado é um motor alternativo de ignição por centelha de ciclo Otto. A seguir, serão destacados os principais elementos do motor de ignição por centelha, assim como os seus parâmetros de operação.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Existem várias formas de classificar os motores de combustão interna, sendo uma delas a forma de conversão de energia, os motores alternativos utilizam de um mecanismo biela-manivela, para converter o movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo no virabrequim (Brunetti, 2012).

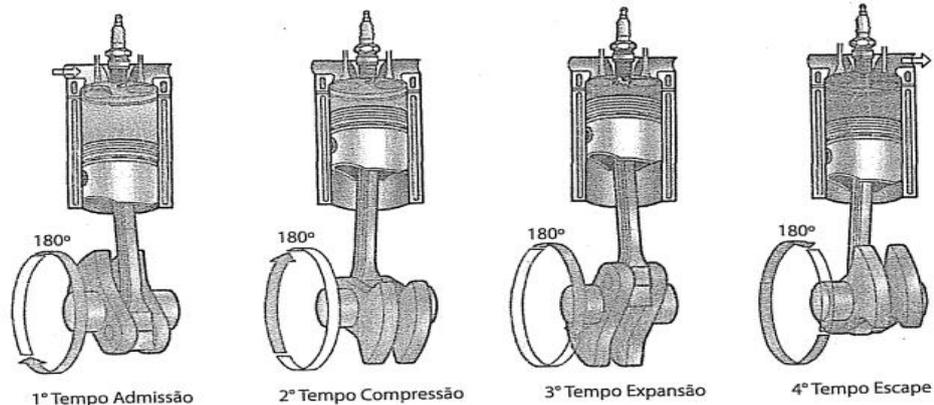
2.1.1 Ciclos de funcionamento

Atualmente, os motores de ignição por centelha geralmente operam segundo um ciclo de 4 tempos. Na Figura 1, é demonstrado cada fase de seu funcionamento, sendo elas admissão, compressão, expansão e exaustão. Cada tempo foi descrito segundo Heywood (1988):

1. No início da admissão o pistão está no Ponto Morto Superior (PMS), e a válvula de admissão está no começo de sua abertura, durante o movimento descendente, a válvula de admissão permanece aberta, aumentando o volume do cilindro e permitindo a entrada do fluido ativo (mistura ar/combustível) ao fim o pistão atinge o Ponto Morto Inferior (PMI).
2. Durante a compressão a válvula de admissão é fechada, o pistão se move do PMI para o PMS, reduzindo o volume do cilindro. A compressão do fluido ativo atinge seu ponto máximo, preparando-se para a fase de combustão.
3. A combustão é iniciada ao fim da compressão, aumentando rapidamente a pressão. A expansão dos gases impulsiona o pistão do PMS ao PMI. Durante essa fase, a alta temperatura e pressão do fluido ativo empurram o pistão, realizando um trabalho significativo.

4. Ao longo da fase de escape, a válvula de escape é aberta, o fluido ativo (produtos de combustão) é expulso do cilindro. O pistão retorna ao PMS, e próximo ao fim do curso, a válvula de admissão é aberta para iniciar um novo ciclo.

Figura 1 - Tempos de um motor alternativo por centelha

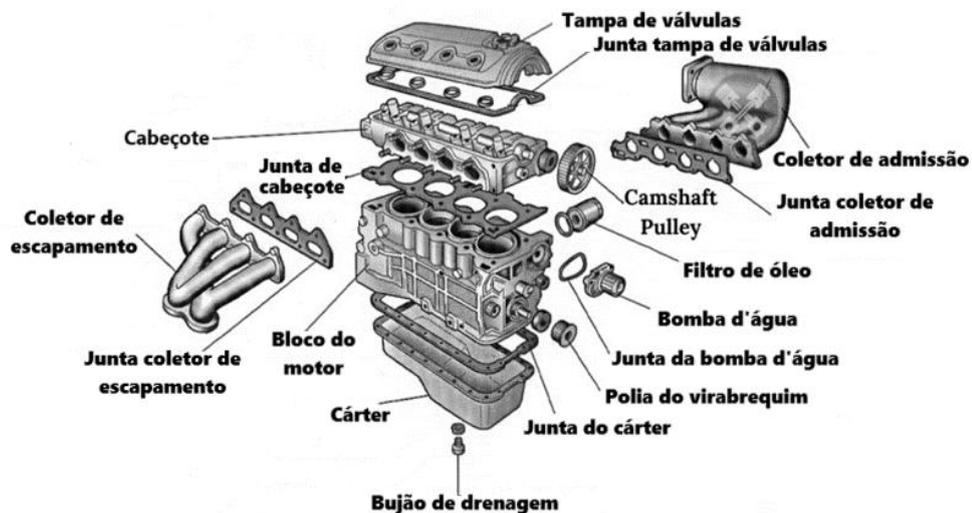


Fonte: Brunetti (2012).

2.1.2 Componentes de funcionamento

Na Figura 2, estão destacados os principais componentes de um motor de combustão interna. Essa representação visual inclui os componentes externos como, cabeçote, bloco do motor e cárter, além de componentes internos como pistões, bielas, virabrequim, válvulas de admissão e escape; e a árvore de cames ou de comando. Esses elementos trabalham em conjunto para viabilizar o ciclo de funcionamento do motor.

Figura 2 - Principais partes de um motor por centelha



Fonte: Adaptado de Girnari (2016).

2.1.3 Parâmetros de funcionamento

A correta parametrização dos componentes como bloco, cabeçote, coletores de admissão e escape e outros elementos cruciais não apenas afeta a eficiência do motor, mas também influencia diretamente seu desempenho, potência e economia de combustível (Brunetti, 2012). Explorar e compreender os parâmetros de funcionamento do motor é essencial para otimizar sua operação e alcançar um equilíbrio ideal entre diversos fatores.

Segundo Brunetti (2012), as medidas relacionadas ao bloco do motor definem o deslocamento do motor, e podem definir características de funcionamento, alguns desses parâmetros são, diâmetro de cilindro, curso do virabrequim, comprimento de bielas, diâmetro dos munhões e moentes. Junto ao cabeçote, é definida a taxa de compressão do motor, avaliando o volume morto, composto pelo vazio entre a cabeça do pistão e a câmara de combustão. No cabeçote também é definido como o motor irá respirar, pelos tamanhos das válvulas, e os perfis dos comandos de admissão e escape.

A Figura 3, demonstra a definição dos volumes do motor, onde V_1 é o volume total do cilindro e V_2 é o volume morto, de modo que o volume deslocado é obtido através da diferença entre esses volumes, e a taxa de compressão pela razão.

De acordo com Brunetti (2012), volume unitário é dado pela Eq. (1), o deslocamento total do motor é calculado pela Eq. (2) e a razão de compressão é dada pela Eq. (3).

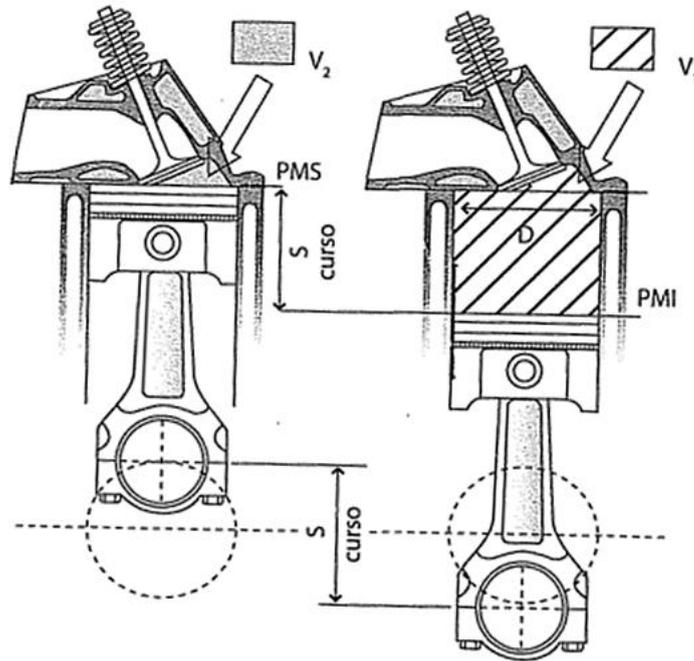
$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi D^2}{4} * S \quad (1)$$

$$V_d = V_{du} * z = \frac{\pi D^2}{4} * S * z \quad (2)$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (3)$$

Sendo D, diâmetro do cilindro, S o curso do pistão e z é o número de cilindros.

Figura 3 - Os 4 tempos de um motor alternativo por centelha



Fonte: Brunetti (2012).

Já os coletores de admissão e escape, agregam características de comunicação entre os cilindros, em que se bem projetados, auxiliam no ganho de eficiência volumétrica em determinadas faixas de utilização (Brunetti, 2012).

2.1.4 Eficiência volumétrica

Devido as características de funcionamento, o motor pode não admitir a quantidade de massa de ar que poderia preencher o seu volume de deslocamento. Essa taxa entre a massa de ar realmente admitida (m_a) e a massa de ar teórica (m_{at}) é chamada de Eficiência volumétrica (n_v) (Brunetti, 2012).

$$n_v = \frac{m_a}{m_{at}} \quad (4)$$

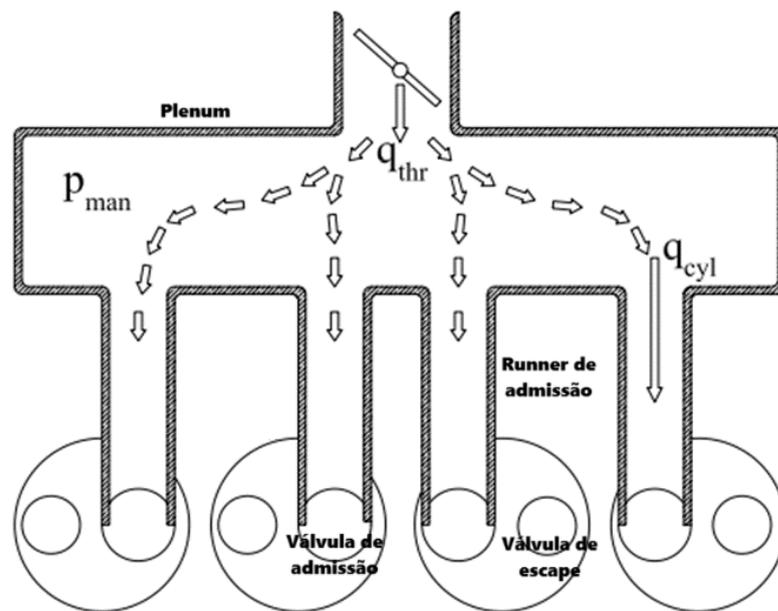
2.2 SISTEMA DE ADMISSÃO

O coletor de admissão desempenha um papel crucial no sistema de indução de ar de um motor de combustão interna, influenciando diretamente o desempenho do veículo. Sua função principal é distribuir o ar admitido de maneira eficiente para cada cilindro do motor (Volkswagen, 1998).

2.2.1 Funcionamento

Como abordado por Vincentelli (2004), o fluxo de ar admitido pelo motor é controlado pelo corpo de borboleta, a qual é fixada na entrada do coletor de admissão. Ao entrar no coletor de admissão o fluxo é distribuído para os cilindros através do plenum e dos runners, como pode ser observado na Figura 4.

Figura 4 - Representação de coletor de admissão



Fonte: Adaptado de Vincentelli *et al.* (2004).

Dessa forma, é necessário que o diâmetro interno dos runners seja suficientemente amplo para evitar uma resistência excessiva ao fluxo de ar, o que poderia resultar em uma eficiência volumétrica reduzida. No entanto, ao mesmo tempo, é essencial que o diâmetro interno dos runners seja suficientemente estreito para garantir uma alta velocidade e promover turbulência no fluxo de ar. Essa configuração favorece a evaporação eficaz do combustível e melhora a mistura ar-combustível no processo de admissão (Pulkrabek, 1997).

O plenum desempenha um papel crucial na resposta dinâmica do sistema de admissão de ar do motor. Visto que, sua principal função é responder às variações de pressão decorrentes do ciclo de abertura e fechamento das válvulas de admissão (Hartman, 2004).

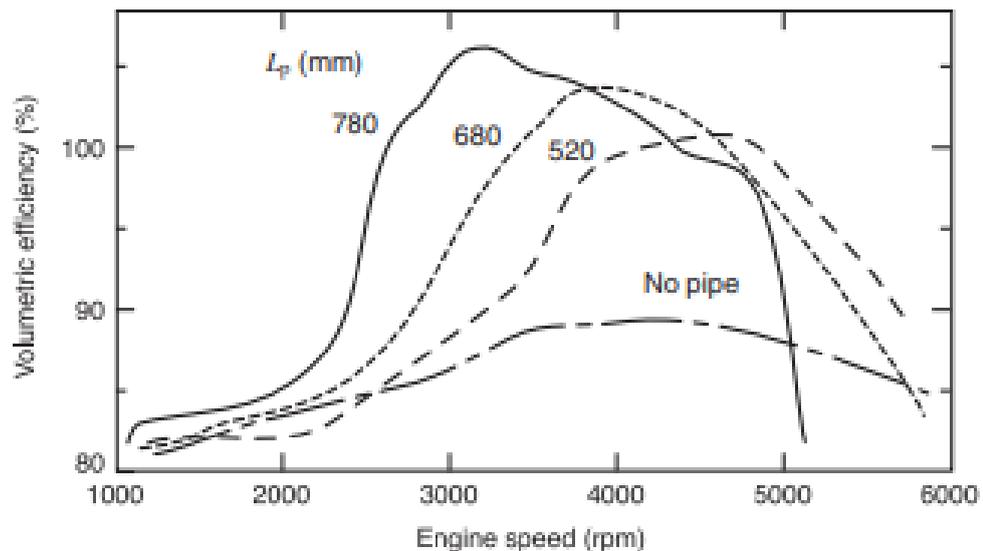
Logo, quando as válvulas de admissão se abrem há um aumento repentino na demanda por ar do cilindro que está em fase de admissão, criando uma redução momentânea na pressão no interior do coletor de admissão. O plenum atua como um

amortecedor, absorvendo essas variações de pressão, de modo que esse ajuda a suavizar as oscilações e garante um fluxo de ar mais uniforme para os cilindros, contribuindo para a estabilidade do sistema de admissão.

2.2.2 Influências na eficiência volumétrica

Ferguson e Kirkpatrick (2016) destacam que a eficiência volumétrica do motor é sensível à variação no comprimento dos runners do coletor de admissão e às diferentes velocidades de rotação. Como também, de acordo com Martins (2020), durante as condições de admissão é possível fornecer mais ar ao motor do que o volume varrido naturalmente comportaria, podendo ser visto na Figura 5.

Figura 5 - Eficiência Volumétrica de acordo com o comprimento dos Runners de Admissão em cada faixa de rotação do Motor.



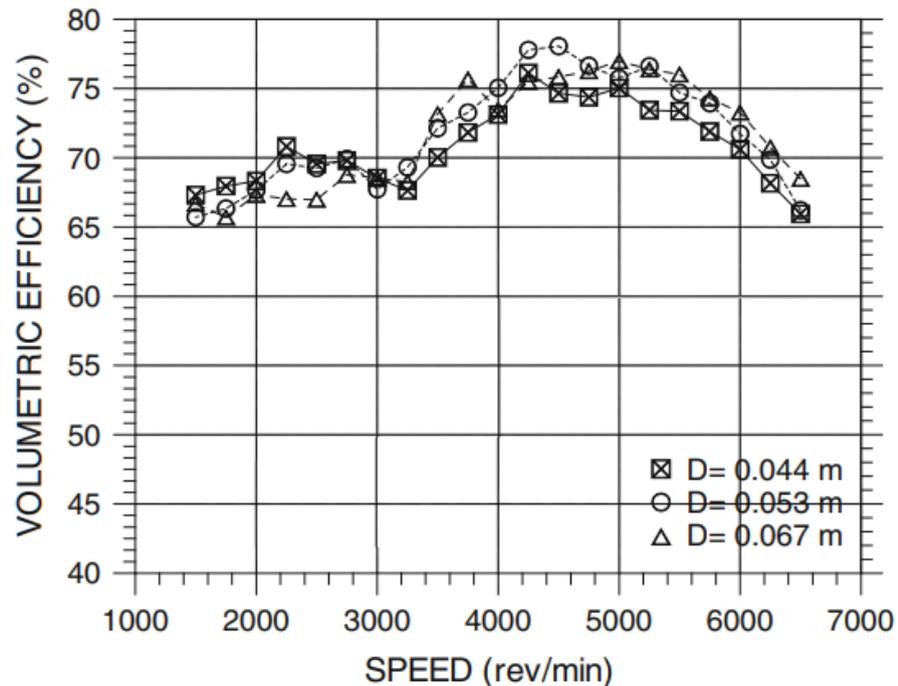
Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2016).

Segundo esses autores, um coletor de admissão com runners de comprimento fixo atinge sua eficiência volumétrica máxima em uma condição específica de velocidade, com reduções em outras condições de rotação. Ademais, a análise da relação entre o comprimento dos runners e a velocidade do motor, conforme Ferguson e Kirkpatrick (2016), sugere que o comprimento dos runners é inversamente proporcional à velocidade de rotação que entrega a eficiência volumétrica máxima.

Com base em estudos experimentais, Costa, Hanriot e Sodré (2013) indicaram que para melhorar a performance do motor em baixas velocidades de rotação é recomendável utilizar runners com longos comprimentos e pequenos diâmetros de dutos. Em contraste, para altas velocidades de rotação, sugere-se o uso de runners

de comprimento curto e maiores diâmetros, como pode ser observado na Figura 6.

Figura 6 - Eficiência Volumétrica de acordo com o diâmetro dos Runners de Admissão em cada faixa de rotação do Motor.



Fonte: Adaptado de Costa, Hanriot e Sodré (2013).

Tubos de diâmetro pequeno geram uma velocidade do fluxo de ar mais rápida, melhorando assim os efeitos inerciais e a carga de ar de admissão. Por outro lado, em altas rota es do motor, o efeito de queda de pressão elevada de um diâmetro pequeno do tubo supera o efeito inercial. Nesse caso, a ado o de um diâmetro grande do tubo diminui a queda de pressão, aumentando, portanto, a eficiência volumétrica (Costa, Hanriot e Sodré, 2013).

2.2.3 Efeito RAM e ressonâncias na admissão

O efeito RAM ocorre quando a inércia da massa de ar em movimento dentro dos dutos de admissão gera um aumento na pressão ao se aproximar da válvula de admissão no momento de sua abertura. Esse fen meno pode ser explorado para melhorar a eficiência volumétrica, permitindo a entrada de uma quantidade maior de ar no cilindro do que o que seria possível apenas pela diferença de pressão atmosférica e a depressão causada pelo movimento do pistão (Heywood, 1988).

Segundo Heywood (1988), a teoria do ressonador de Helmholtz analisa o que

ocorre durante um ciclo de admissão, à medida que o ar no duto do coletor é influenciado por uma função de excitação gerada pelo movimento do pistão. Quando o pistão se move para baixo durante o curso de admissão, ocorre uma queda de pressão na válvula de admissão em relação à pressão na extremidade aberta do duto de admissão. Uma onda de rarefação se propaga ao longo do duto até a extremidade aberta e é refletida como uma onda de compressão. Um efeito positivo de sintonia ocorre quando essa onda de compressão chega à válvula de admissão no momento em que ela está se fechando.

A relação entre o comprimento do duto e a frequência de rotação ótima pode ser descrita matematicamente. A fórmula geral para determinar a rotação de sintonia por ressonância (N_t), dado um comprimento de duto de admissão (l), em cm, é:

$$N_t = \frac{955}{K} * a * \left(\frac{A}{l * V_{eff}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$V_{eff} = \frac{V_d(r_c+1)}{2*(r_c-1)} \quad (6)$$

Onde V_{eff} é o volume efetivo do ressonador, A é a área da seção transversal do runner, em cm^2 , a representa a velocidade som no ar, em m/s, K é uma constante igual a 2 para a maioria dos motores, e r_c corresponde a razão de compressão e V_d o volume deslocado pelo pistão, é importante ressaltar que o comprimento calculado inclui o duto do cabeçote até as válvulas de admissão, seu comprimento deve ser subtraído para encontrar o comprimento do runner do coletor (Heywood, 1988).

O projeto do coletor de admissão é crucial para maximizar a eficiência volumétrica em regimes de rotação específicos do motor. A sensibilidade dessa eficiência em relação ao comprimento dos dutos de admissão e à rotação do motor representa um dos principais desafios para os engenheiros projetistas. Ao selecionar um comprimento de duto apropriado, é possível otimizar a admissão de ar e, conseqüentemente, melhorar a eficiência volumétrica em uma faixa estreita de rotações (Ferguson; Kirkpatrick, 2016).

2.3 MODELOS MATEMÁTICOS

Para compreender o desempenho de motores de combustão interna e otimizar seus sistemas, é essencial analisar grandezas físicas e métricas que caracterizam seu

funcionamento. Modelos matemáticos desempenham um papel fundamental nesse contexto, permitindo avaliar de forma precisa parâmetros como a eficiência, perdas por atrito, consumo de combustível e geração de torque. Esses modelos devem ser validados por meio de atividades experimentais, que fornecem dados reais para verificar a aderência das simulações à realidade. Assim, os resultados experimentais, fundamentados na física, servem como base para entender melhor o comportamento do sistema e realizar ajustes ou melhorias no projeto de componentes como o coletor de admissão (Heywood, 1988).

2.3.1 Pressão Média Efetiva

Pressão média efetiva (P_{me}), é a média da pressão que atua na cabeça do pistão ao longo de um ciclo no cilindro, em que essa resulta na potência efetiva produzida pelo motor no ciclo.

$$P_{me} = \frac{x \cdot N_e}{V \cdot n} \quad (7)$$

Onde, x é o número de revoluções para completar um ciclo, N_e é a potência efetiva, V é a cilindrada e n a velocidade do motor (Brunetti, 2012).

2.3.2 Pressão Média de Atrito

Pressão média de atrito (P_{ma}) é a pressão média ao longo do ciclo do motor, sendo essa aplicada ao longo do curso dos cilindros resulta na potência perdida devido aos efeitos de atrito (N_a) produzidos pelo motor no ciclo (Brunetti, 2012).

$$P_{ma} = \frac{x \cdot N_a}{V \cdot n} \quad (8)$$

2.3.3 Consumo Específico

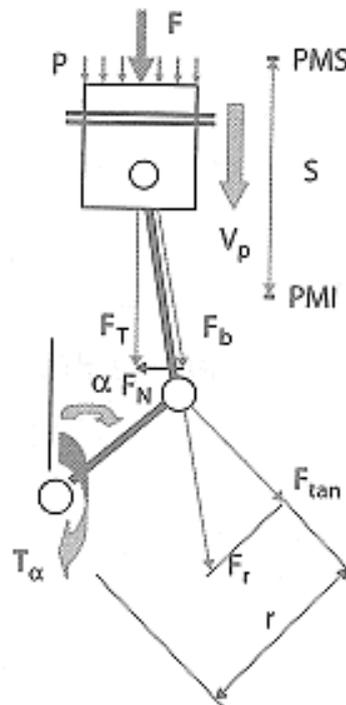
O consumo específico, vem do inglês, *brake specific fuel consumption* (BSFC), é a capacidade do motor em transformar combustível em trabalho, sendo obtido pela relação entre vazão mássica de combustível \dot{m}_c e a potência efetiva N_e (Brunetti, 2012).

$$BFSC = \frac{\dot{m}_c}{N_e} \quad (9)$$

2.3.4 Torque de saída

Segundo Heywood (1988), torque é a medida da habilidade do motor de realizar trabalho. Refere-se ao momento médio de torção positiva do motor em operação, o qual é derivado da conversão da força exercida pelo pistão devido à pressão no cilindro de combustão, como área e curso são fixos faz com que o torque seja diretamente relacionado a pressão média sobre o pistão, conforme Figura 7.

Figura 7 - Diagrama Biela-Manivela



Fonte: Brunetti (2012)

3 METODOLOGIA

A pesquisa adota uma abordagem metodológica exploratória e experimental, utilizando simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) 1D e prototipagem. A metodologia foi estruturada em cinco etapas de coleta e organização de dados para a realização das simulações:

1. Coleta de dados;
2. Criação de modelo;
3. Validação do modelo;
4. Otimização;
5. Prototipagem;

Cada uma dessas etapas será detalhada nas seções subsequentes.

3.1 COLETA DE DADOS

O motor Volkswagen EA855 2.5, no Brasil, foi somente aplicado no Volkswagen Jetta de quinta geração. Atualmente é um motor que tem procura crescente para adaptações em veículos voltados para performance.

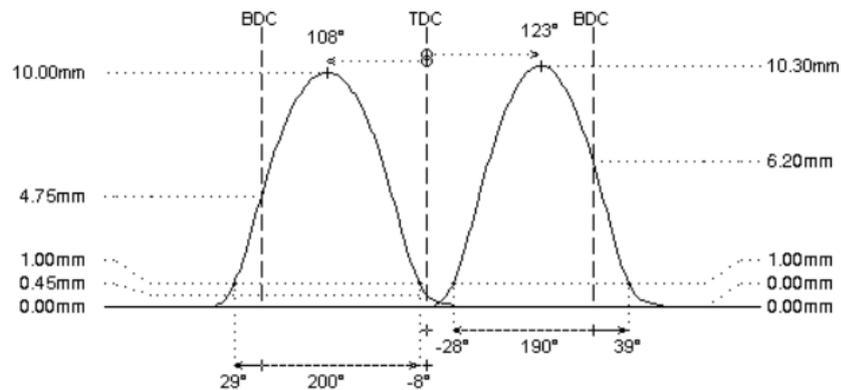
Já o motor Ford Duratec, amplamente utilizado em veículos da marca, destaca-se pelo seu projeto robusto e pela sua capacidade de preparação para alto desempenho. No Brasil, esse motor equipou uma vasta gama de modelos, como Ford Focus, Fusion e Ranger, reconhecido por sua confiabilidade e versatilidade de aplicação, devido suas variações de deslocamento de 2.0, 2.3 e 2.5 litros.

A obtenção dos dados utilizados no presente estudo seguiu metodologias específicas para cada componente dos motores, conforme descrito a seguir.

Os dados de bloco do motor, como diâmetro, curso do virabrequim, comprimento da biela e razão de compressão, foram extraídos diretamente da ficha técnica dos veículos.

Os dados referentes aos comandos de admissão e escape originais dos motores foram retirados do site da empresa *Catcams.com* (2024), reconhecida mundialmente por sua expertise no desenvolvimento e fabricação de comandos de válvulas voltados para desempenho. Os dados incluem durações, elevações de válvulas, ângulos de came e outros parâmetros técnicos fundamentais para a análise e simulação do motor, como pode ser visto na Figura 8.

Figura 8. Gráficos que representa os ângulos de abertura e fechamento das válvulas EA855



Fonte: CATCAM.COM (2024)

As dimensões dos coletores de admissão e escape foram obtidas manualmente pelo autor, utilizando ferramentas de medição como paquímetros e réguas de precisão. Para garantir maior acurácia nos valores obtidos, foi feito uso de escaneamentos 3D, que permitiram uma avaliação mais detalhada das geometrias complexas desses componentes.

Por fim, os gráficos de potência e torque originais dos motores foram obtidos por meio de testes em dinamômetro de chassi, garantindo dados precisos sobre o desempenho real. Esse tipo de dinamômetro mede a potência nas rodas (*wheel horsepower – wHP*), com base na aceleração de um rolo de massa conhecida.

Figura 9 - Ford Fiesta 2.0 Duratec em teste de dinamômetro

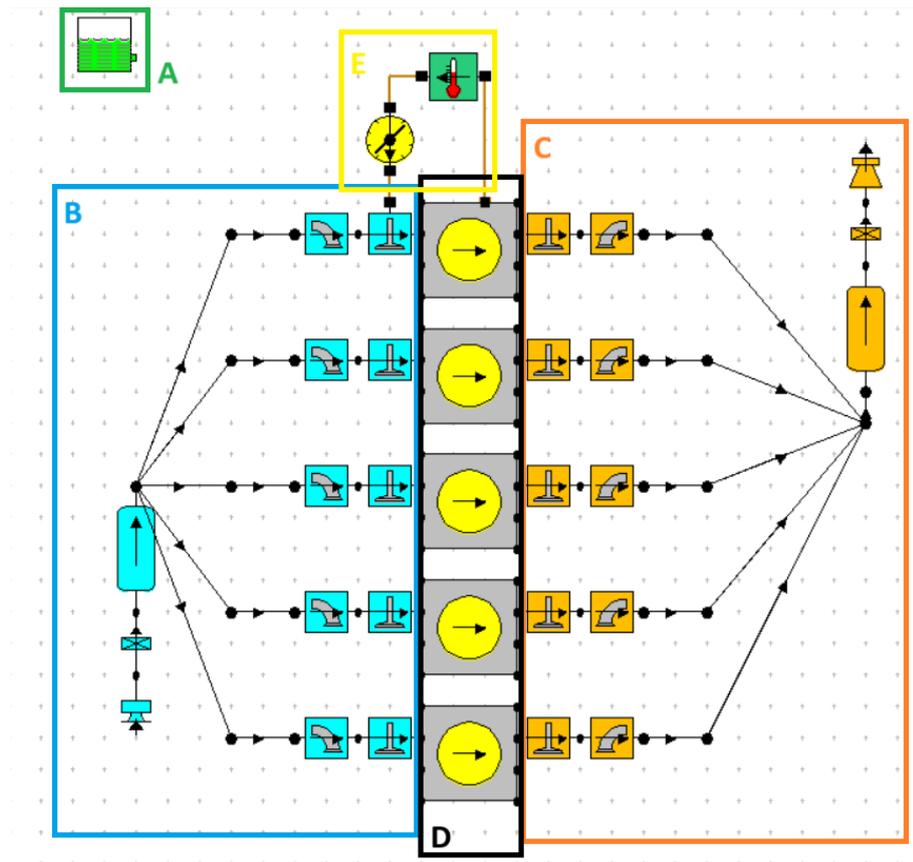


Fonte: O autor (2025).

reais de teste. Dessa forma, ele foi empregado neste trabalho para modelar o motor de estudo e analisar os efeitos das modificações no coletor de admissão.

O Engine Simulation possibilita a criação de um modelo virtual do motor, na Figura 11 é apresentada a modelagem do motor EA855 2.5. É possível destacar o tanque de combustível, representado por (A), nele introduzimos as características de alimentação do motor, como tipo de injeção e propriedades do combustível.

Figura 11 - Modelo do motor EA855



Fonte: O autor (2025).

Na Figura 11(B) temos o sistema de admissão por completo, da tomada de ar, passando pela válvula borboleta, entrando pelo plenum do coletor e sendo dividido nos runners para cada duto de cabeçote e suas respectivas válvulas de admissão. De forma semelhante, na Figura 11(C), vê-se representado o sistema de escape do motor, das válvulas de escape até a saída para a atmosfera.

Cada segmento de tubo dos sistemas de admissão e escape, representado pelas linhas pretas no diagrama, possui suas propriedades definidas na interface exibida na Figura 12.

Figura 12 - Propriedades dos tubos (pipes)

Label	default pipe t1 (copied)	Pipe Volume (l)	0,3305
All Dimensions		Surface Area (mm²)	3,0490e+004
Dimension Summary		No. of Meshes	16
Total Length (mm)	224,00	Wall Thickness (mm)	1,000
No. of Diameters	2	Cooling Type	Air Cooled ▾
Start Diameter (mm)	46,000	Temperature (°C)	20,00
End Diameter (mm)	40,630	Ext. HTC (W/m²/K)	20,00
Pipe Graphical Display		Wall Material	Plastic (Polyamide N ▾)

Fonte: O autor (2025).

Entre os sistemas de admissão e escape, pode-se ver os cilindros do motor, destacado na Figura 11(D), que são configurados não apenas em termos de geometria, mas também de acordo com as condições de transferência de calor, combustão e fluxo a que estão sujeitos, com destaque para a definição da taxa de compressão (Figura 13).

Figura 13 - Propriedades dos cilindros

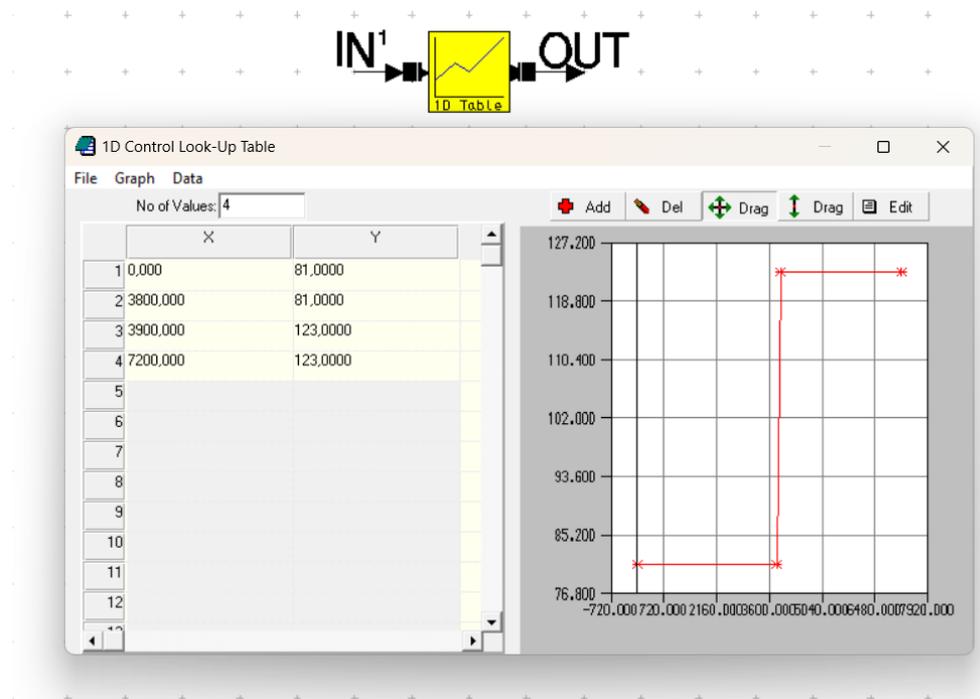
Label	default cylinder (copied)	Clearance Volume (l)	0,055119
Bore (mm)	82,5000	Phase (ATDC)	0,00
Stroke (mm)	92,8000	Combustion Model	
Cyl Swept Volume (l)	0,49607	Open Cycle HT	
Total Swept Volume (l)	2,48037	Closed Cycle HT	
Con-rod Length (mm)	144,00	Surface Areas	
Pin Off-Set (mm)	0,00	Surface Temperatures	
Compression Ratio	10,00	Scavenge-Cylinder	

Fonte: O autor (2025).

Em especial para o motor EA855, temos o acionador do VVT (Variable Valve timing), que é uma tecnologia que ajusta o momento de abertura das válvulas, variando a posição do comando de válvulas em relação ao virabrequim. Este mecanismo é representado na Figura 11(E).

Como é possível observar neste motor, somente o comando de admissão é equipado com esta tecnologia. A configuração do atuador do VVT é dada por uma tabela que relaciona o ângulo de centro do came com a rotação do motor (Figura 14).

Figura 14 - Configuração do VVT



Fonte: O autor (2025).

3.3 VALIDAÇÃO DO MODELO

Para garantir a confiabilidade dos modelos simulados, foi adotado um método de comparação entre os dados obtidos por meio de simulações e os resultados reais extraídos de testes em dinamômetro. A validação foi realizada por meio da sobreposição dos gráficos de torque e potência, permitindo uma análise visual e quantitativa das discrepâncias entre os dois conjuntos de dados. Essa abordagem possibilitou verificar se a modelagem computacional reproduzia adequadamente o comportamento dinâmico dos motores estudados.

Esse procedimento de validação foi fundamental para assegurar a confiabilidade dos modelos utilizados, garantindo que as simulações representassem de maneira adequada o comportamento real dos motores. A partir dessa análise, foi possível prosseguir com as otimizações do coletor de admissão, utilizando um modelo previamente validado como base para os estudos subsequentes.

3.4 OTIMIZAÇÃO

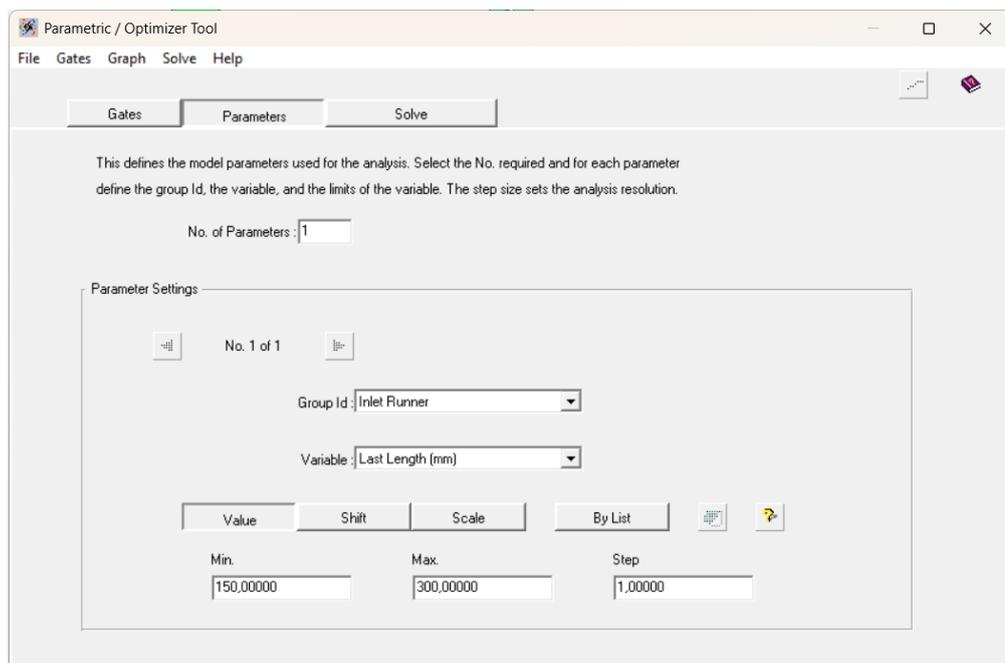
Dado que a aplicação dos motores passará a ser em competições, definimos que a região de otimização será as altas rotações, já que será o regime mais utilizado.

Para ambos os motores foi escolhido a rotação de 6000 RPM como alvo para a estimativa inicial, dado que é a rotação média de utilização, ficando entre o corte de rotação e a rotação de queda após as trocas de marcha.

A estimativa inicial do comprimento dos dutos foi calculada utilizando a Equação (5), que considera fatores como a velocidade do som no ar, o tempo de abertura das válvulas de admissão e a rotação alvo de trabalho do motor. Esse cálculo fornece um valor teórico que serve como ponto de partida para as simulações computacionais, buscando maximizar o enchimento dos cilindros e, conseqüentemente, otimizar o desempenho do motor.

Utilizando a ferramenta de otimização de parâmetros do software (Figura 15), foi definido um range ao redor da estimativa inicial, permitindo a variação controlada do comprimento dos runners a fim de identificar a configuração que proporcionasse a melhor eficiência volumétrica em altas rotações. A otimização foi conduzida iterativamente, analisando os efeitos de diferentes comprimentos na curva de torque e potência, garantindo que o coletor proporcionasse ganhos significativos na faixa de rotação desejada. Esse processo permitiu a identificação de um comprimento ideal que maximizasse o enchimento dos cilindros sem comprometer a resposta do motor, assegurando um desempenho otimizado para aplicações de competição.

Figura 15 - Tela da ferramenta de otimização de parâmetros



Fonte: O autor (2025).

3.5 PROTOTIPAGEM

Com base nos dados obtidos durante a etapa de otimização, foi desenvolvido um novo coletor de admissão. Inicialmente, o comprimento ideal dos runners, determinado por meio da simulação, foi utilizado como parâmetro principal para a modelagem do coletor em software CAD. Além disso, foram considerados fatores como espaço físico disponível e posicionamento dos demais componentes agregados ao coletor.

Após a modelagem virtual, o coletor foi prototipado utilizando impressão 3D e posterior enviado para fabricação em empresa especializada nestes componentes, utilizando materiais compatíveis com a aplicação em motores de alta performance. O processo de fabricação envolveu a usinagem dos flanges, a conformação dos dutos e a soldagem das peças, garantindo um fluxo de ar otimizado e a integridade estrutural do conjunto.

Para a realização dos testes, o coletor otimizado foi instalado no motor e submetido a ensaios em dinamômetro, seguindo as mesmas condições de teste aplicadas na etapa de coleta de dados. Os dados de torque e potência foram coletados ao longo da faixa de rotação do motor, permitindo uma comparação direta entre os resultados experimentais e os valores previstos na simulação.

Esse procedimento permitiu avaliar a efetividade da otimização realizada, verificando o impacto da nova geometria do coletor no desempenho real do motor, realizando, também, comparativos entre as curvas reais de potência e torque originais e com a modificação realizada, utilizando o mesmo método descrito na etapa de validação.

4 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados e analisados os resultados obtidos ao longo do estudo. Inicialmente, são descritos os dados utilizados na simulação, abrangendo as principais características do motor modelado. Em seguida, é detalhado o processo de modelagem do motor no *software Engine Simulation*, evidenciando os parâmetros considerados para a validação do modelo. Posteriormente, é realizada uma comparação entre os resultados da simulação e os dados reais de desempenho do motor, a fim de verificar a precisão da modelagem. Por fim, são discutidas as otimizações propostas para o coletor de admissão, destacando os impactos esperados na eficiência volumétrica e no desempenho do motor.

4.1 DADOS DOS MOTORES

4.1.1 Volkswagen EA855 2.5

O motor VW EA855 2.5, em estudo, está instalado num Volkswagen Jetta completamente original, suas especificações de bloco e de cabeçote são apresentadas a seguir (Tabela 1). Esses dados incluem dimensões essenciais, como diâmetro dos cilindros, curso do virabrequim e características das válvulas e dutos, fundamentais para a análise do desempenho e da eficiência do motor.

Tabela 1 - Dados referentes aos internos do bloco e cabeçote do motor EA855

Bloco	
Diâmetro	82,5mm
Curso do pistão	92,8mm
Comprimento de biela	144mm
Razão de compressão	10:1
Cabeçote	
Diâ. Válvulas de admissão	33,85mm
Diâ. Válvulas de escape	28mm
Diâ. Duto de admissão	40,63mm
Diâ. Duto de escape	33,23mm
Comp. Duto de admissão	89mm
Comp. Duto de escape	89mm

Fonte: O autor (2025).

Os parâmetros dos comandos de válvulas de admissão e escape são apresentados na tabela 2. Essas informações abrangem detalhes como duração, levante das válvulas e ângulos de abertura e fechamento dos comandos, aspectos que influenciam diretamente a dinâmica dos gases no motor.

Tabela 2 - Dados dos comandos de válvulas do EA855

Comandos de válvulas		
-	Admissão	Escape
Tucho	Hidraulico	Hidraulico
Duração 0.1mm	237°	249°
Duração 1mm	191°	201°
Valve lift	10,3mm	10mm
Cam lift	6,15mm	5,95mm
lobe angle	123° (81°)	108°
timing 1mm	-28° / 39°	29° / -8°
valve lift TDC	0.00mm	0,45mm
fitted load / length	30kg @ 36.5mm	32kg @ 35.9mm
max. load / lift	72kg @ 11.0mm	72kg @ 10.4mm

Fonte: O autor (2025).

O comando de admissão possui duas referências de *lobe angle*, devido ser dotado do sistema de VVT, que varia a posição do comando em relação ao virabrequim, portanto em baixos regimes de rpm, até 4000rpm, o comando assume o lobe angle de 81°, acima desta rotação o VVT é desabilitado e a posição passa a ser de 123° após o ponto morto superior.

As dimensões dos coletores de admissão e escape originais estão catalogadas na Tabela 3. Essas medições, realizadas manualmente, são essenciais para a avaliação do fluxo de ar e gases, influenciando a otimização do desempenho do motor.

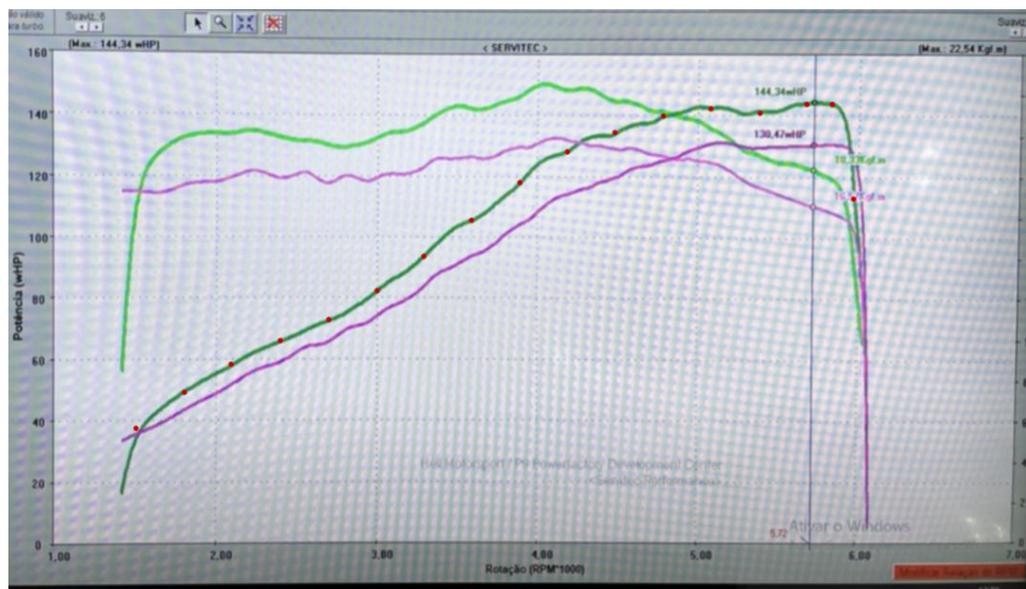
Tabela 3 – Dados dos coletores de admissão e escape originais do motor EA855

Coletor de admissão	
Comprimento dos runners	420mm
Diâmetro dos runners	41mm
Volume do plenum	2L
Diâmetro da TBI	67mm
Coletor de escape	
Comprimento dos runners	150mm
Diâmetro do primário	32mm
Diâmetro do secundário	63,5mm
Comprimento do secundário	350mm

Fonte: O autor (2025).

A Figura 16 apresenta o gráfico de torque e potência obtido a partir dos testes realizados em dinamômetro inercial de rolo. Esse teste permite medir diretamente a potência entregue às rodas (wheel horsepower – whp), considerando todas as perdas inerentes ao sistema de transmissão do veículo. A curva resultante ilustra o comportamento do motor ao longo da faixa de rotação, fornecendo dados relevantes para a análise comparativa com os valores simulados.

Figura 16 - Gráfico de potência e torque do teste de dinamômetro do Jetta 2.5 EA855



Fonte: O autor (2024).

Já a Tabela 4 exibe os valores extraídos do gráfico, incluindo uma correção aplicada sobre os números medidos no dinamômetro. No caso deste motor, adotou-se o percentual de 15%, pois se trata de um veículo equipado com câmbio automático por conversor de torque, que apresenta perdas superiores às de transmissões manuais. Dessa forma, a aplicação desse fator corretivo permite uma estimativa mais realista da potência bruta do motor, viabilizando comparações mais concisas com os dados simulados.

Tabela 4 - Potência e torque corrigidos de medição real do EA855

RPM	wHP	% Corr. HP	bHP	Tq (Nm)
1500	38,1	115%	43,8	207,9
1800	49,6	115%	57,1	225,9
2100	58,7	115%	67,5	228,9
2400	66,3	115%	76,2	226,3
2700	73,1	115%	84,0	221,7
3000	82,4	115%	94,8	225,0
3300	93,4	115%	107,4	231,9
3600	105,0	115%	120,7	238,9
3900	117,1	115%	134,7	246,0
4200	127,0	115%	146,0	247,7
4500	133,2	115%	153,2	242,5
4800	138,6	115%	159,4	236,5
5100	140,9	115%	162,0	226,3
5400	139,5	115%	160,4	211,6
5700	142,3	115%	163,7	204,5
6000	111,9	115%	128,7	152,8

Fonte: O autor (2025).

4.1.2 Ford Duratec 2.0

O motor Ford Duratec 2.0 analisado neste estudo está instalado em um Ford Fiesta de competição, preparado para otimizar seu desempenho em pista. Desde o início, o motor já não se encontrava em sua configuração original, apresentando modificações voltadas para a performance. Entre as alterações realizadas, destaca-se o coletor de escape projetado para melhorar a eficiência do fluxo de gases, e o conjunto de comandos de válvulas fornecido pela fabricante *Catcams*, reconhecida por desenvolver componentes de alta performance para aplicações esportivas.

As especificações do bloco e do cabeçote do motor, que permaneceram originais, são apresentadas a seguir.

Tabela 5 - Dados referentes aos internos do bloco e cabeçote do motor Duratec

Bloco	
Diâmetro	87,5mm
Curso do pistão	83,1mm
Comprimento de biela	146,25mm
Razão de compressão	10,8:1
Cabeçote	
Diâ. Válvulas de admissão	35mm
Diâ. Válvulas de escape	30mm
Diâ. Duto de admissão	44,36mm
Diâ. Duto de escape	37mm
Comp. Duto de admissão	110mm
Comp. Duto de escape	76,2mm

Fonte: O autor (2025).

Os parâmetros dos comandos de válvulas de admissão e escape utilizados para a preparação do motor são apresentados na tabela 6.

Tabela 6 - Dados dos comandos de válvulas do Duratec

Comandos de válvulas		
-	Admissão	Escape
Tucho	Hidraulico	Hidraulico
Duração 0.1mm	273°	255°
Duração 1mm	232°	224°
Valve lift	9,3mm	9,3mm
Cam lift	9,3mm	9,3mm
lobe angle	112°	112°
timing 1mm	4° / 48°	44° / 0°
valve lift TDC	1,65mm	1,25mm
fitted load / length	20kg @ 37.5mm	20kg @ 37.5mm
max. load / lift	53kg @ 10.0mm	53kg @ 10.0mm

Fonte: O autor (2025).

As dimensões do coletor de admissão original e do coletor de escape desenvolvido para o motor estão catalogadas na tabela 7.

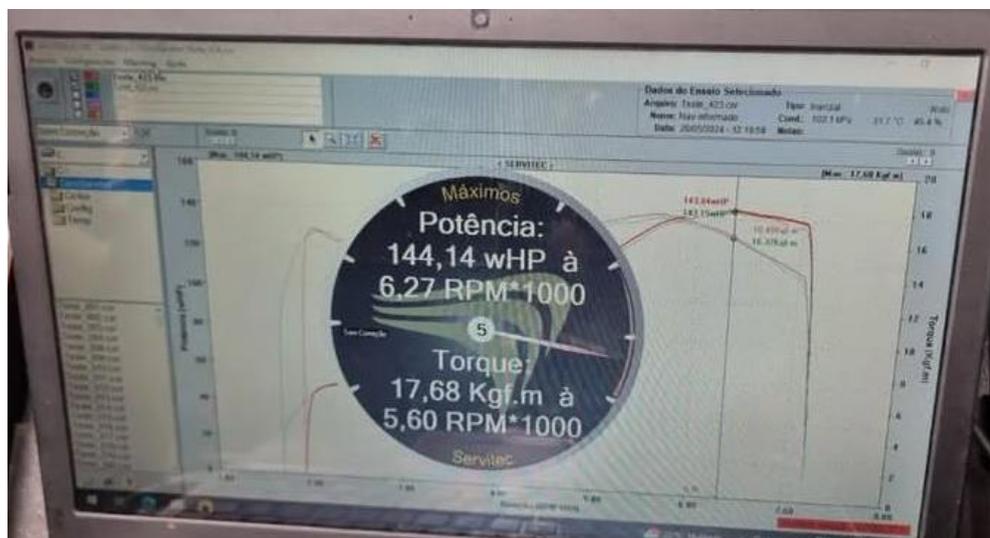
Tabela 7 – Dados dos coletores de admissão original e escape do motor Duratec

Coletor de admissão	
Comprimento dos runners	420mm
Diâmetro dos runners	45mm
Volume do plenum	1,5L
Diâmetro da TBI	64mm
Coletor de escape	
Comprimento dos runners	600mm
Diâmetro do primário	38mm
Diâmetro do secundário	63,5mm
Comprimento do secundário	350mm

Fonte: O autor (2025).

O gráfico a seguir apresenta as curvas de potência e torque medidas no dinamômetro inercial de rolo, permitindo uma análise detalhada do desempenho do motor. Nele, observa-se que a potência máxima registrada foi de aproximadamente 144,14 wHP a 6270 RPM, enquanto o torque máximo atingiu 17,68 kgf.m (173,38Nm) a 5600 RPM. Esses valores representam o desempenho real do motor nas rodas, sendo fundamentais para a comparação com os dados simulados e para a posterior aplicação do fator de correção, a fim de estimar a potência no motor.

Figura 17 - Resultados de potência e torque obtidos no teste de dinamômetro do Fiesta Duratec



Fonte: O autor (2024).

Assim como foi adotado no outro estudo, aplicou-se um fator de correção para estimar a potência no motor a partir dos valores medidos no dinamômetro. No entanto, para este veículo, foi utilizado um fator de 10%, inferior ao adotado anteriormente. Essa escolha se justifica pelo fato de se tratar de um carro de pequeno porte, com um conjunto mais leve e eficiente em termos de transmissão de potência. O câmbio manual reduz significativamente as perdas em comparação a transmissões automáticas com conversor de torque, e as rodas menores, além de possuírem menor inércia rotacional, também contribuem para uma menor dissipação de energia. A Tabela 8, contém os valores de potência e torque já corrigidos, como o teste iniciou acima de 2000RPM, os valores abaixo disso foram extrapolados seguindo a linha de tendência da curva.

Tabela 8 - Potência e torque corrigidos de medição real do Duratec

RPM	wHP	% Corr. HP	bHP	Tq Nm
1500	34,5	110%	38,0	180,2
1800	41,0	110%	45,1	178,5
2100	46,5	110%	51,2	173,5
2400	51,0	110%	56,1	166,5
2700	56,0	110%	61,6	162,5
3000	62,2	110%	68,4	162,5
3300	70,0	110%	77,0	166,2
3600	81,6	110%	89,8	177,6
3900	91,0	110%	100,1	182,8
4200	100,0	110%	110,0	186,6
4500	108,1	110%	118,9	188,2
4800	115,3	110%	126,8	188,2
5100	126,0	110%	138,6	193,6
5400	135,1	110%	148,6	196,0
5700	140,0	110%	154,0	192,5
6000	142,7	110%	157,0	186,4
6300	144,1	110%	158,5	179,2
6600	142,3	110%	156,5	169,0
6900	140,0	110%	154,0	159,0
7200	138,1	110%	151,9	150,3

Fonte: O autor (2025).

4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO

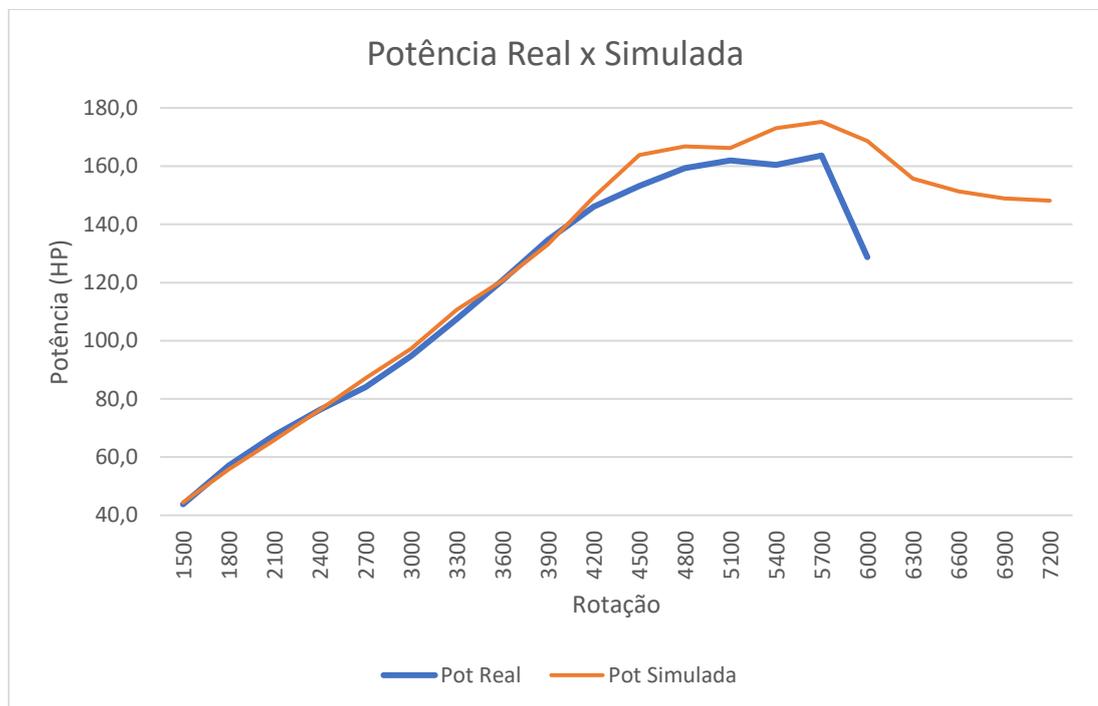
As simulações realizadas neste estudo têm como objetivo avaliar o desempenho dos motores e os impactos das modificações propostas nos coletores de admissão. Utilizando o *software Lotus Engine Simulation*, foi possível modelar os

motores e analisar variáveis como potência, torque e eficiência volumétrica em diferentes condições de operação. Os parâmetros utilizados nas simulações foram definidos com base nos dados técnicos dos motores e nos resultados experimentais disponíveis, garantindo maior exatidão na comparação entre o modelo simulado e os dados reais.

- **Volkswagen EA855 2.5**

Os gráficos de potência e torque simulados demonstram uma correlação entre os valores reais medidos no dinamômetro, Figuras 18 e 19. Observa-se que a curva de potência simulada acompanha de perto a tendência dos valores reais, com pequenas variações ao longo da faixa de rotação. A principal divergência ocorre nas altas rotações, em que a simulação apresenta valores ligeiramente superiores, na ordem de 6%. Isso pode ser atribuído à ausência de restrições dinâmicas presentes no motor real, como limitações impostas pela ECU e perdas mecânicas adicionais.

Figura 18 - Gráfico de potência EA855, Real x Simulado

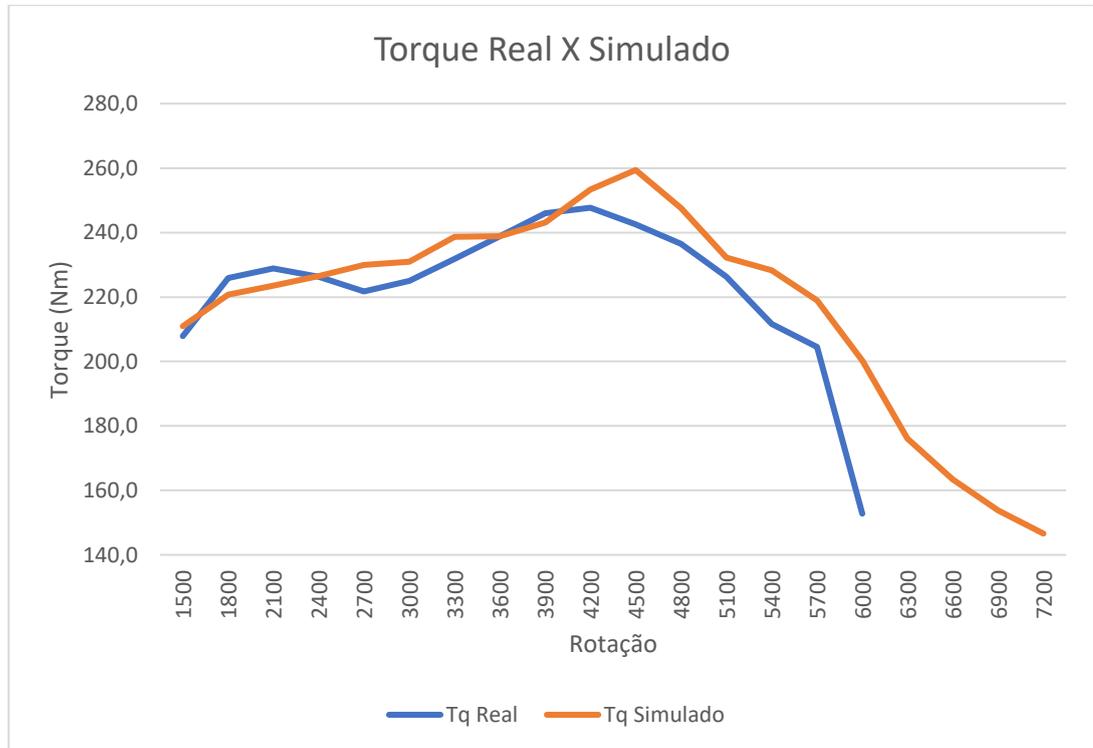


Fonte: O autor (2025).

Outro ponto relevante é a divergência observada a partir de 5700 RPM, em que a potência real começa a declinar mais rapidamente do que a potência simulada. Essa diferença ocorre porque a ECU original do motor aplica um controle de torque próximo ao limite de rotação, suavizando a transição até o corte. Já na simulação, o corte foi

ajustado para 7200 RPM, pois será realizada uma otimização do coletor de admissão visando melhorar o desempenho em altas rotações, permitindo uma curva de potência mais contínua e progressiva até esse novo limite.

Figura 19 - Gráfico de torque EA855, Real x Simulado



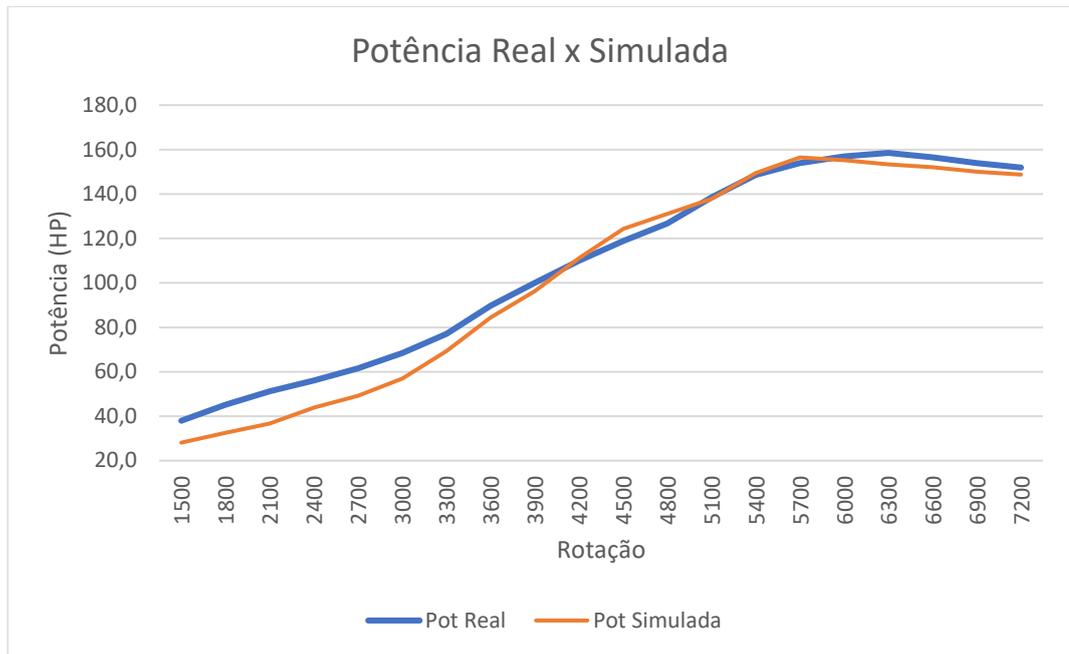
Fonte: O autor (2025).

No caso do torque, percebe-se uma oscilação da curva real em baixas rotações, especialmente entre 1800 e 3600 RPM, mas é notório que a curva simulada traçou uma linha de tendência dessa região.

- **Ford Duratec 2.0**

Os gráficos a seguir apresentam a comparação entre os valores reais e simulados de potência e torque para o motor Duratec 2.0. Observa-se que, abaixo de 4000 RPM, há uma divergência notável entre os dados reais e os simulados, na ordem de 30%, principalmente observado no torque, onde a curva real se mantém em um patamar mais elevado na faixa de baixas rotações. Entretanto, a partir desse regime, há uma clara convergência entre os valores simulados e os obtidos no dinamômetro, indicando que o modelo computacional representa com boa exatidão o comportamento do motor em regimes elevados.

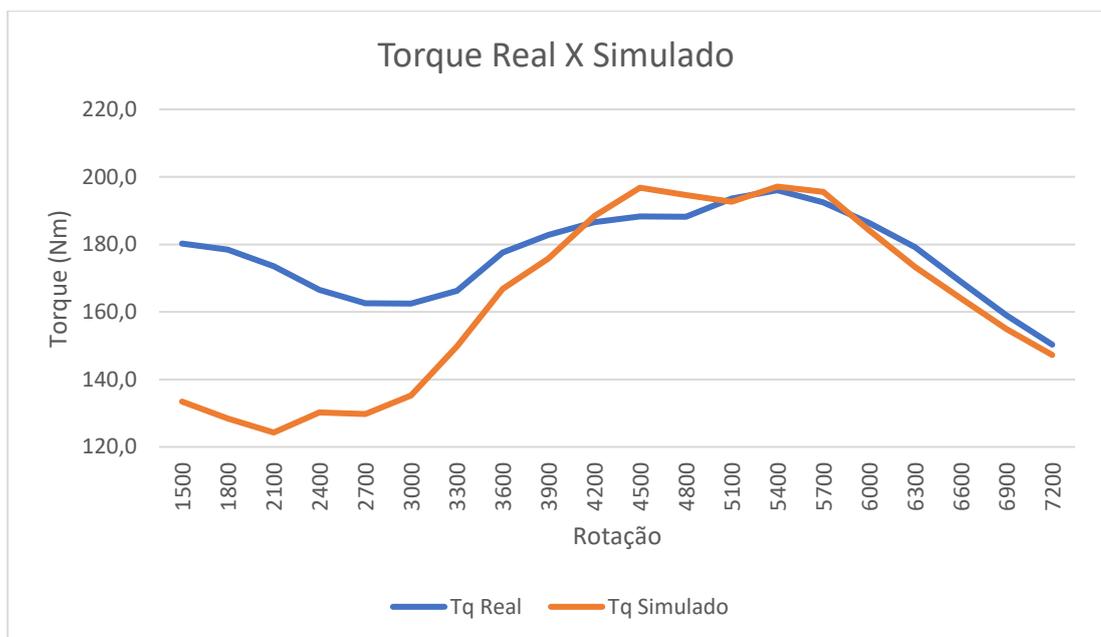
Figura 20 - Gráfico de potência Duratec, Real x Simulado



Fonte: O autor (2025).

Como o foco deste estudo é a aplicação em competições, onde o motor opera predominantemente em faixas mais altas de giro, a discrepância em baixas rotações não compromete a validade da simulação.

Figura 21 - Gráfico de torque Duratec, Real x Simulado



Fonte: O autor (2025).

A validação do modelo computacional utilizado baseia-se na proximidade dos resultados simulados em relação aos valores reais obtidos no dinamômetro. A semelhança entre as curvas de potência e torque, especialmente nas faixas intermediárias e altas de rotação, indica que o modelo é capaz de representar com exatidão o comportamento do motor. As divergências, especialmente em baixas rotações, podem ser atribuídas a fatores como variações nas condições do teste real, interferências da ECU e limitações inerentes ao processo de simulação. No entanto, a tendência geral dos gráficos confirma a confiabilidade do modelo, permitindo seu uso para previsões e otimizações no desenvolvimento do coletor de admissão.

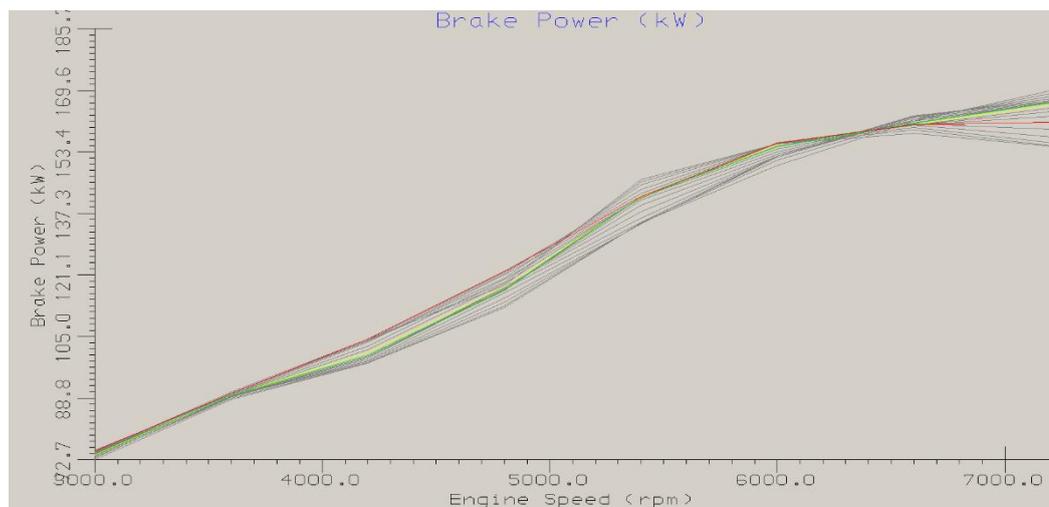
4.3 OTIMIZAÇÃO DOS COLETORES DE ADMISSÃO

- **Volkswagen EA855 2.5**

Usando a Equação (5) para calcular a estimativa inicial do comprimento dos dutos de admissão, obteve-se um comprimento de 313,3 mm. Ao subtrair 89 mm referentes ao duto de admissão do cabeçote, o comprimento final calculado foi de 224,3 mm.

Utilizando a ferramenta de otimização do próprio software, denominada Optimizer Tool, foi possível testar variações ao redor do valor teórico inicial (curva amarela na Figura 22), analisando como diferentes comprimentos afetam a curva de torque e potência em diferentes faixas de rotação.

Figura 22 – Curvas de potência com variados comprimentos de runner – EA855



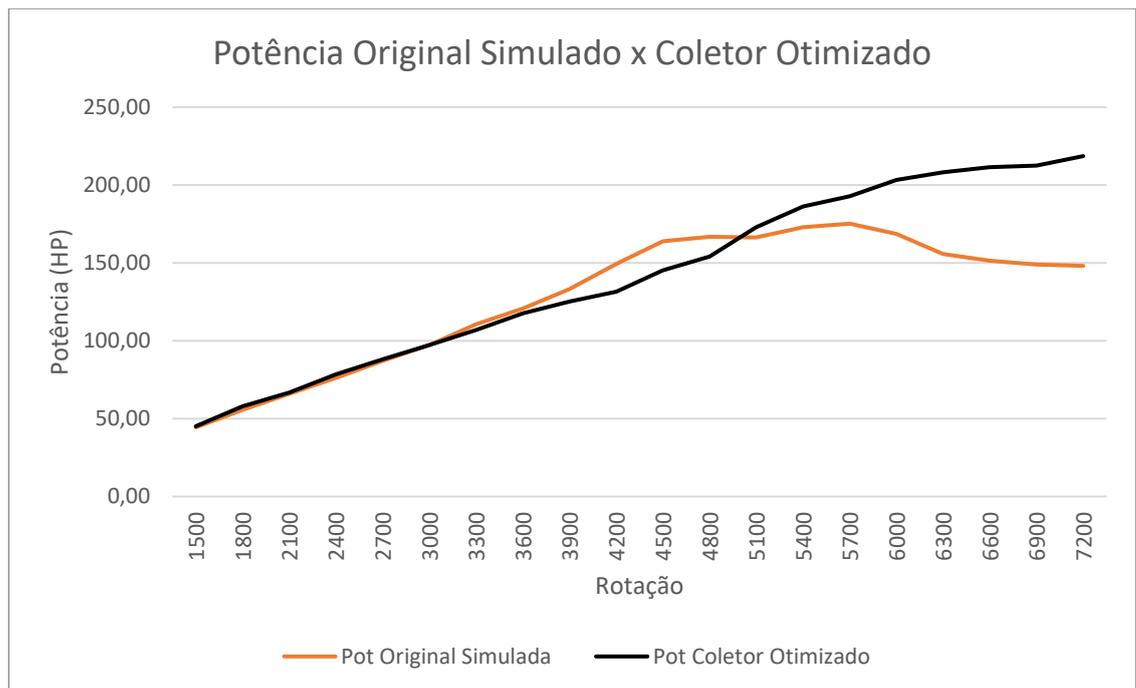
Fonte: O autor (2025).

O processo iterativo de simulação permitiu identificar o comprimento ideal dos dutos para maximizar o desempenho do motor na faixa de rotação desejada para a

aplicação. Após múltiplas iterações, chegou-se que o comprimento que melhor maximiza a potência no regime de utilização do motor (curva verde na Figura 22), está muito próximo ao comprimento calculado, sendo a curva de 224mm, garantindo a melhor relação entre enchimento dos cilindros na rotação alvo e a potência em altas rotações.

Os gráficos apresentados nas Figuras 23 e 24 comparam a potência e o torque simulados do motor utilizando o coletor de admissão original e o coletor otimizado. Observa-se que a otimização resultou em um ganho expressivo de potência em altas rotações, ultrapassando a casa dos 200 HP a partir de aproximadamente 6000 RPM e com pico de 218,59 HP aos 7200RPM, onde originalmente o pico vinha aos 5700 RPM com 175,23 HP. Em contrapartida, nota-se uma leve redução na potência nas faixas intermediárias, especialmente entre 4000 e 5000 RPM.

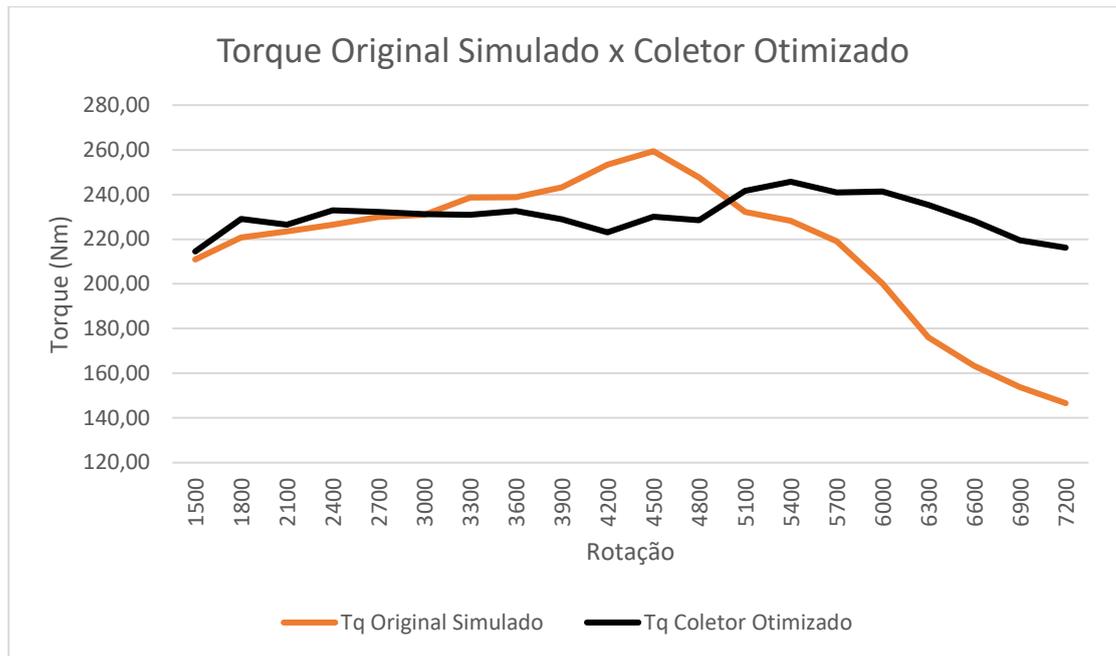
Figura 23 - Gráfico de potência EA855, Coletor original x Coletor otimizado



Fonte: O autor (2025).

No que se refere ao torque, o coletor otimizado manteve um desempenho similar ao original na maior parte da faixa de rotação, com uma alteração da região de pico, que originalmente era na faixa de 4200 a 4800 RPM e subiu para 5100 a 6000 RPM. Notasse também que acima de 5100 RPM, a otimização garantiu maior sustentação do torque, enquanto o coletor original apresentava uma queda acentuada.

Figura 24 - Gráfico de torque EA855, Coletor original x Coletor otimizado



Fonte: O autor (2025).

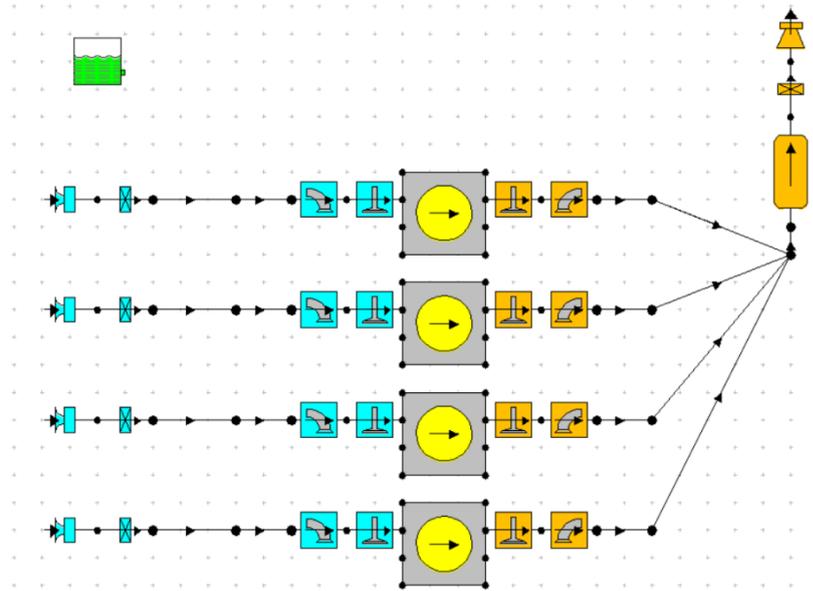
Essa característica reforça a adequação do novo coletor para a proposta de performance do veículo, pois, considerando que as trocas de marcha ocorrem no limite de rotação e a rotação resultante da próxima marcha se mantém acima de 4600 RPM, a perda de torque em médias rotações tem impacto reduzido no desempenho real do carro. Dessa forma, a otimização do coletor de admissão se mostra eficiente para a aplicação desejada, privilegiando a potência e o torque em altas rotações, onde o motor será mais exigido.

- **Ford Duratec 2.0**

A otimização do coletor de admissão do motor Duratec seguiu a mesma abordagem aplicada ao motor VW 2.5, iniciando com a estimativa do comprimento dos dutos através da Equação (5), que resultou num comprimento de 342,53mm, utilizando RV igual a 3. Subtraindo o comprimento do duto de cabeçote, 110mm, a estimativa inicial será 232,53mm.

Como a ideia para este motor é utilizar o conceito de borboletas individuais para cada cilindro, uma abordagem comumente utilizada em motores de alta performance devido à sua capacidade de reduzir perdas por bombeamento e proporcionar uma resposta mais imediata do acelerador, foi necessário fazer alterações no modelo do motor, para readequar o sistema de admissão (Figura 25).

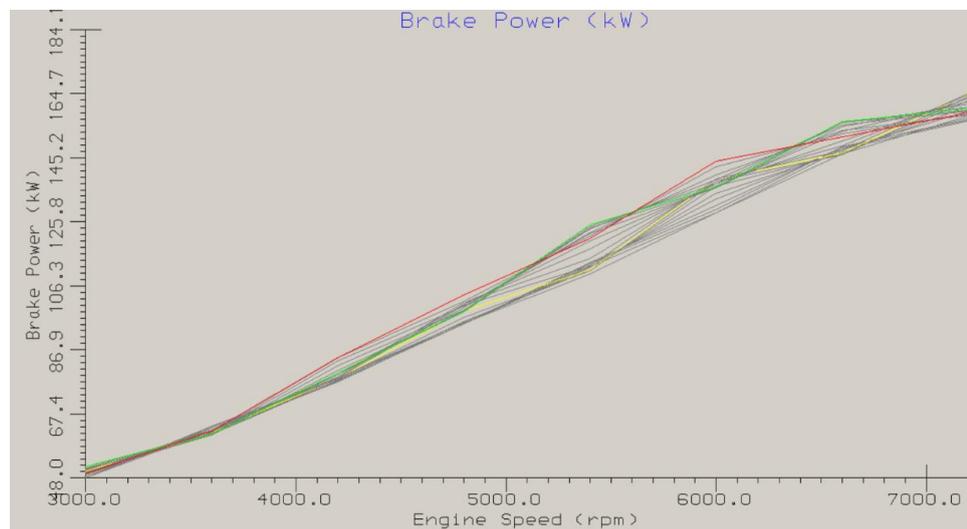
Figura 25 - Modelo do Duratec com sistema de admissão individual por cilindro



Fonte: O autor (2025).

Seguindo para as simulações utilizando a ferramenta de otimização do software Engine Simulation, a curva amarela da Figura 26, representa a potência com o comprimento calculado.

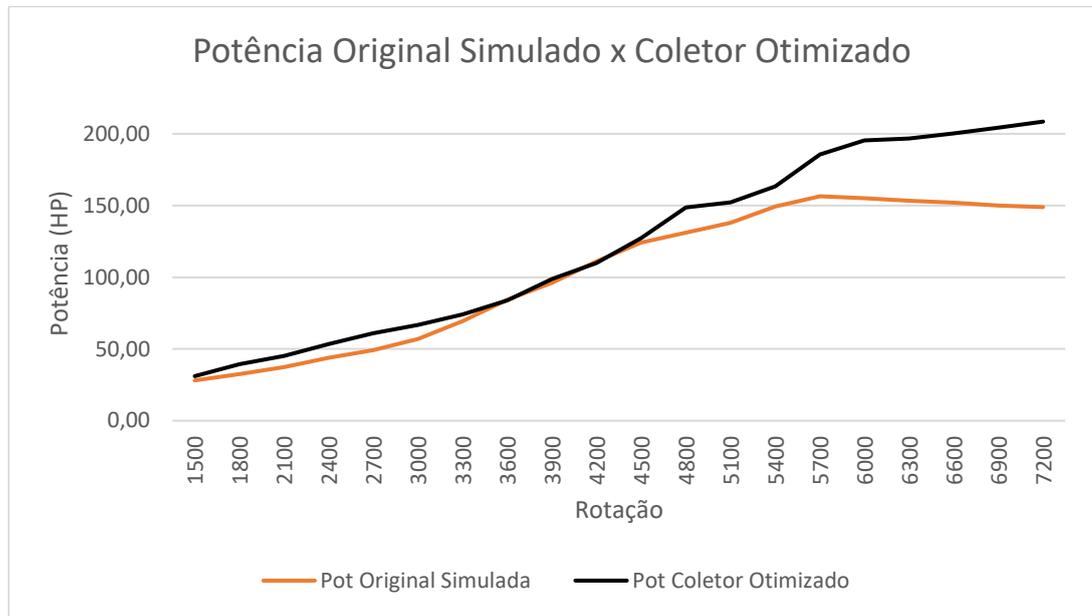
Figura 26 - Curvas de potência com variados comprimentos de runner - Duratec



Fonte: O autor (2025).

O objetivo era encontrar o comprimento que maximizasse a potência e o torque dentro da faixa de operação desejada para o veículo. Após as interações o comprimento ideal dos runners foi de 200mm (curva verde na Figura 26), gerando um ganho expressivo de potência e torque em altas rotações, superando a do coletor original (linha laranja) a partir de aproximadamente 4000 RPM (Figura 27).

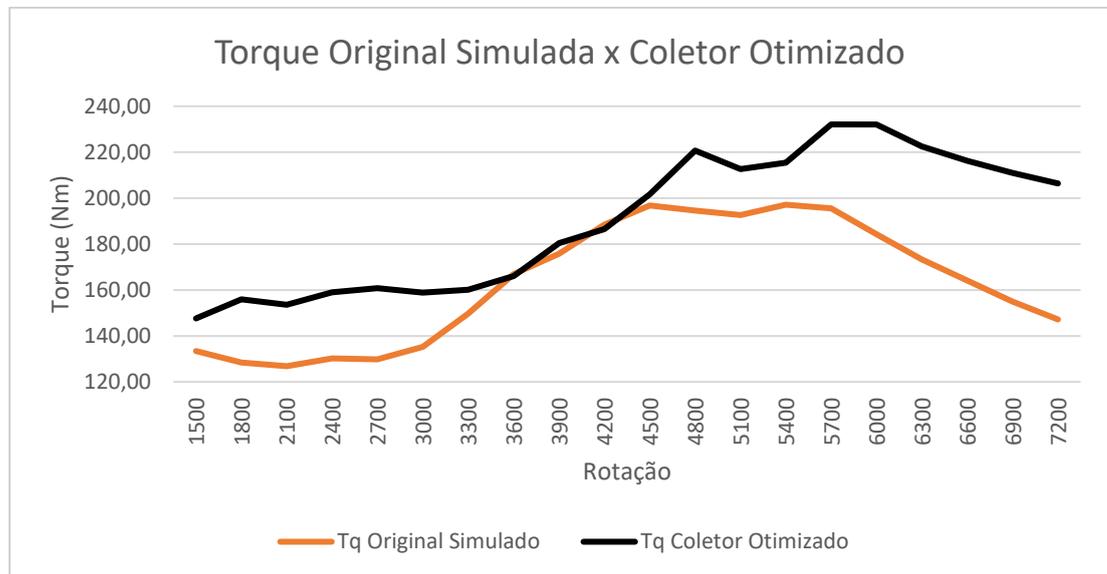
Figura 27 - Gráfico de potência Duratec, Coletor original x Coletor otimizado



Fonte: O autor (2025).

Além disso, a manutenção de um crescimento mais acentuado do torque ao longo da faixa útil de rotação (Figura 28) permite que o motor sustente melhores níveis de desempenho até o limite de corte.

Figura 28 - Gráfico de torque Duratec, Coletor original x Coletor otimizado



Fonte: O autor (2025).

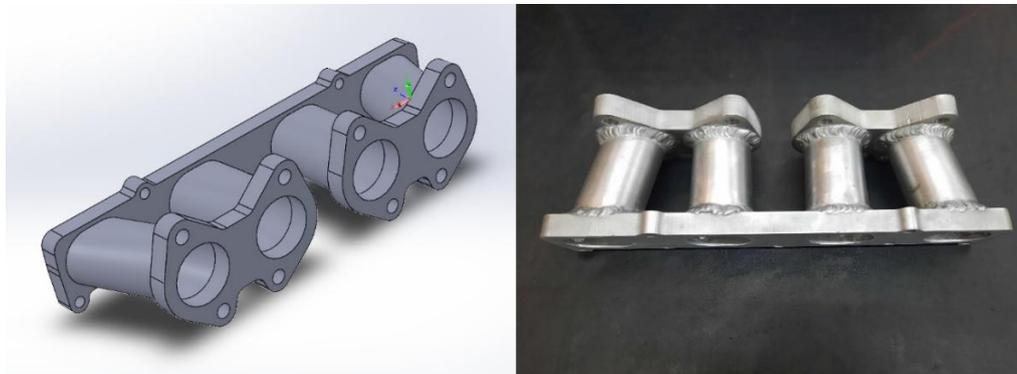
Esse comportamento é esperado, pois o dimensionamento dos dutos priorizou a maximização do enchimento dos cilindros em regimes elevados. Portanto, a otimização do coletor de admissão do motor Duratec demonstrou ganhos significativos

dentro da faixa de rotação de interesse, alinhando-se com o objetivo de maximizar o desempenho em regimes elevados.

4.4 VALIDAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO POR PROTOTIPAGEM

Para validar os resultados obtidos na otimização do coletor de admissão do motor Duratec, foi realizada a modelagem e fabricação de um coletor com o comprimento de duto definido durante o processo de simulação, seguindo o conceito de borboletas individuais desejado.

Figura 29 - CAD do coletor e peça fabricada



Fonte: O autor (2025).

A Figura 29 apresenta o coletor modelado em CAD ao lado da versão fabricada, enquanto a Figura 30 ilustra o conjunto já montado no motor. Após a instalação, foram conduzidos testes reais para comparação com os resultados simulados, analisando o comportamento do motor em termos de potência e torque.

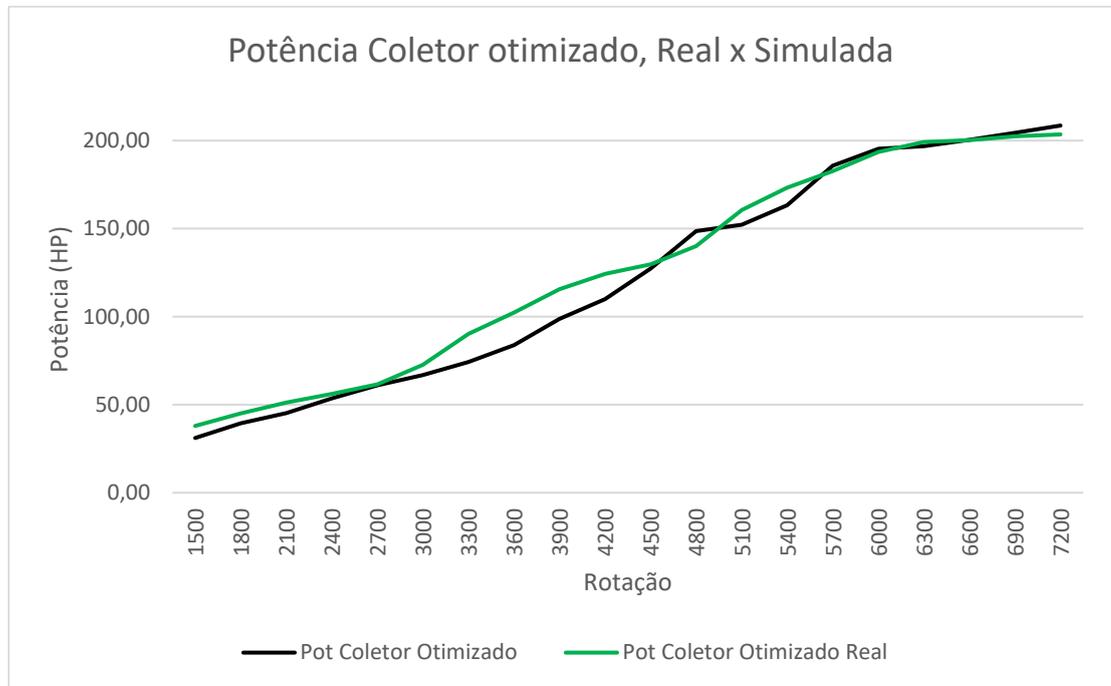
Figura 30 - Coletor e borboletas instaladas ao motor



Fonte: O autor (2025).

A validação dos dados é apresentada por meio dos gráficos das Figura 31 e Figura 32, em que são comparados os valores obtidos na simulação com os resultados medidos no dinamômetro, permitindo avaliar a efetividade da otimização proposta.

Figura 31 - Potência Coletor otimizado, Real x Simulada

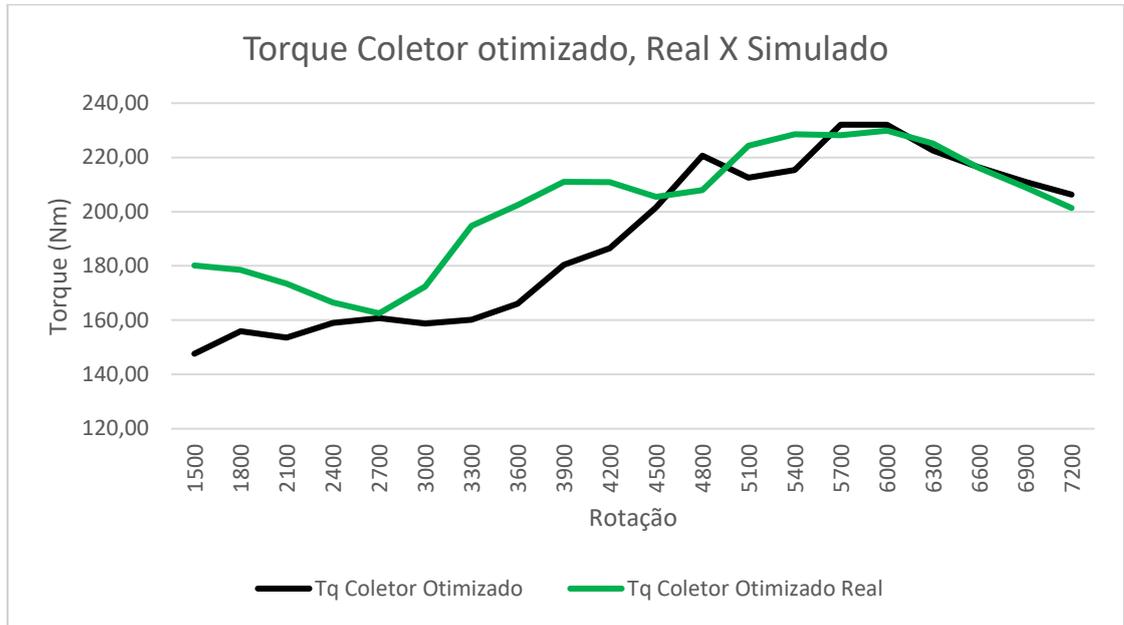


Fonte: O autor (2025).

Ambos os gráficos (potência e torque) apresentam perfis semelhantes entre a simulação e o teste real ao longo da faixa de rotações, indicando que o modelo de simulação está bem alinhado às condições práticas. Em rotações mais elevadas, a curva simulada e a real apresentam boa concordância, indicando que as hipóteses de modelagem (comprimento dos dutos, Efeito RAM etc.) refletem adequadamente o comportamento do motor.

As diferenças na curva de torque entre 3000 e 4500 RPM evidenciam a complexidade do comportamento real do motor, onde fatores como a eficiência volumétrica, a dinâmica do fluxo de ar no coletor otimizado e as condições de operação reais influenciam a entrega de torque de forma mais acentuada do que o previsto por modelos idealizados. Essa divergência reforça a importância dos testes experimentais para validar e ajustar os modelos de simulação.

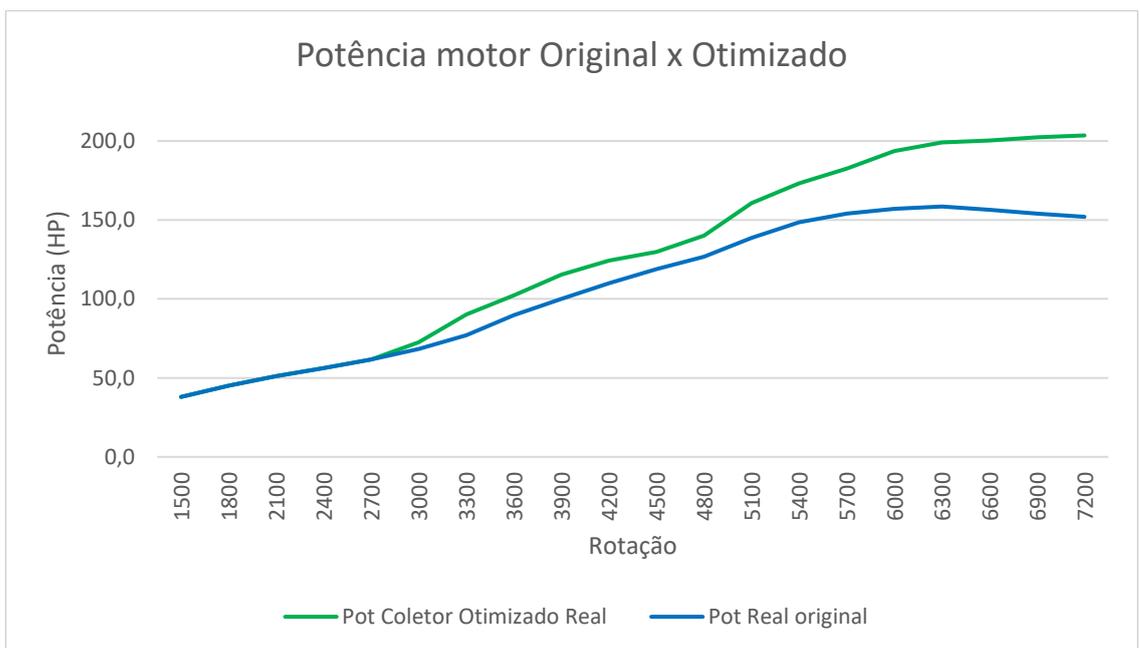
Figura 32 - Torque coletor otimizado, Real x Simulado



Fonte: O autor (2025).

Após a comparação entre as curvas de potência e torque obtidas na simulação e os dados reais do motor equipado com o coletor otimizado, torna-se relevante analisar o impacto da otimização em relação à condição inicial do motor. Para isso, a Figura 33 apresenta um gráfico comparativo entre as curvas reais de potência antes e depois da implementação do coletor otimizado, enquanto a Figura 34 exibe a comparação das curvas reais de torque.

Figura 33 - Gráfico de potência reais Duratec, Coletor original x Coletor otimizado



Fonte: O autor (2025).

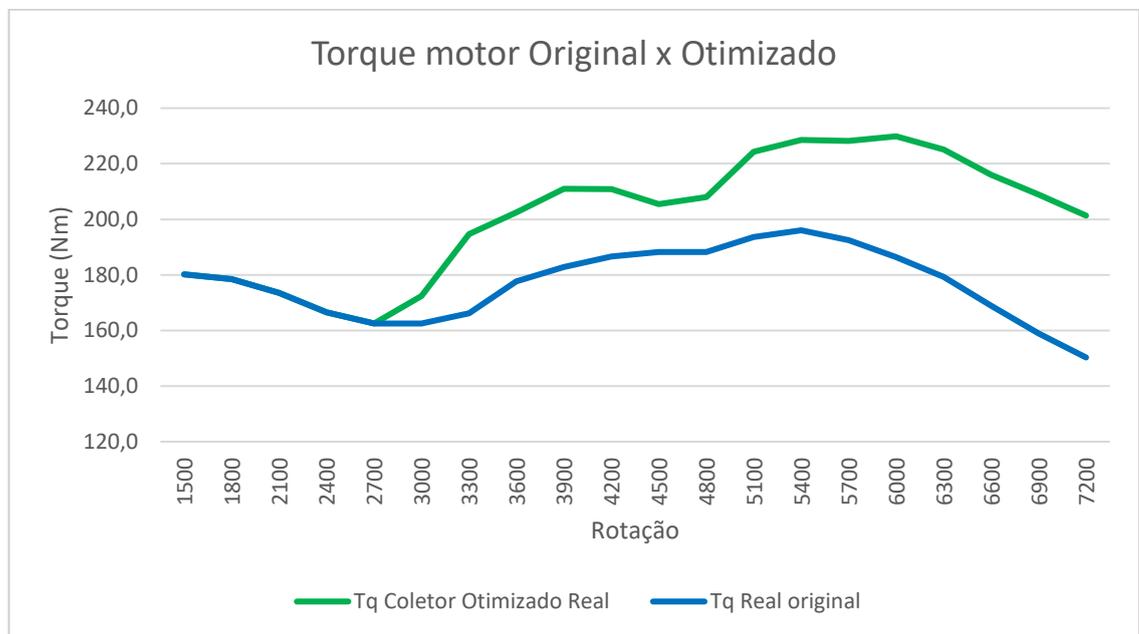
Os gráficos apresentados evidenciam os ganhos expressivos obtidos com a otimização do coletor de admissão, tanto em termos de potência quanto de torque. A análise comparativa entre o coletor original e o otimizado demonstra que a nova configuração permitiu uma melhora significativa no desempenho do motor, validando a metodologia utilizada no estudo.

Em relação à potência, observa-se que a curva do motor otimizado apresenta valores superiores a partir de aproximadamente 3000 RPM, mantendo essa vantagem até o limite superior de rotação. Além disso, o pico de potência não apenas aumentou em magnitude, como também se manteve em uma faixa de rotação mais ampla, atingindo 203,5 HP aos 7200 RPM, contra 158,5 HP aos 6300 RPM da curva original.

Os ganhos de torque também foram expressivos, e ao longo de toda faixa de utilização do motor, com o máximo saindo de 196 Nm aos 5400 RPM para 229,9 Nm a 6000 RPM.

Essa característica contribui diretamente para uma maior disponibilidade de potência em altas rotações, o que é fundamental para aplicações que exigem bom desempenho, como uso em competição.

Figura 34 - Gráfico de torque reais Duratec, Coletor original x Coletor otimizado



Fonte: O autor (2025).

Esses gráficos permitem visualizar de forma clara a evolução do desempenho do motor ao longo do estudo, evidenciando os ganhos obtidos com as alterações realizadas no coletor de admissão. Dessa forma, é possível verificar não apenas a melhora nos valores máximos de potência e torque, mas também o comportamento

das curvas ao longo da faixa de rotação, analisando se houve deslocamento do pico de potência e eventuais alterações na progressividade da entrega de torque.

Os resultados demonstraram uma forte correlação entre os ganhos previstos nas simulações e os obtidos nos testes práticos. A comparação entre as curvas reais, ou seja, do motor original e do motor com o coletor prototipado, revelou aumentos expressivos de potência e torque, confirmando a eficácia da otimização proposta. Além disso, ao comparar esses ganhos com os obtidos nas simulações, entre o modelo original e o modelo com o coletor otimizado, observa-se uma tendência bastante semelhante, validando a precisão do modelo computacional. Essa proximidade entre os resultados reforça a confiabilidade da metodologia adotada, indicando que a modelagem e a simulação foram capazes de prever com alto grau de acerto o impacto da otimização do coletor de admissão no desempenho do motor.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo a otimização do coletor de admissão de motores aspirados, utilizando ferramentas de simulação computacional para prever e melhorar seu desempenho. A metodologia adotada envolveu a modelagem detalhada dos motores Volkswagen EA855 e Ford Duratec no software Engine Simulation, onde foram realizadas simulações para validar os modelos em comparação com os dados reais disponíveis. A partir dessa base, foi possível conduzir a otimização do coletor de admissão, empregando o conceito de ressonância do fluxo de ar e Efeito RAM para a estimativa inicial do comprimento dos dutos e, posteriormente, refinando os valores com a ferramenta de otimização do software.

Os resultados demonstraram que a otimização do coletor de admissão resultou em ganhos expressivos de potência e torque em altas rotações, evidenciando a importância do dimensionamento adequado dos dutos para melhorar o enchimento dos cilindros. No caso do motor Volkswagen 2.5, a otimização permitiu um aumento significativo na faixa de potência útil, favorecendo seu desempenho em regimes elevados, o que é crucial para aplicações esportivas. O motor Duratec 2.0 seguiu a mesma metodologia, com a fabricação e teste de um coletor otimizado baseado nos dados obtidos na simulação. A comparação entre os resultados simulados e os testes reais comprovou a eficácia do modelo preditivo, mostrando que a otimização contribuiu diretamente para a melhoria do desempenho do motor.

Além dos benefícios técnicos, a utilização de simulações computacionais para a otimização do coletor de admissão demonstrou um impacto significativo na redução de tempo e custos no desenvolvimento de melhorias para o motor. A possibilidade de testar diferentes configurações virtualmente elimina a necessidade de múltiplos protótipos físicos, reduzindo o consumo de materiais e o tempo gasto em ajustes experimentais. Isso torna o processo de desenvolvimento mais eficiente e acessível, permitindo que otimizações precisas sejam realizadas antes mesmo da fabricação de um componente real, o que é um fator determinante para a competitividade da indústria automotiva.

Por fim, este estudo demonstrou que a utilização de ferramentas computacionais para a modelagem e otimização de coletores de admissão é uma abordagem eficaz e acessível para melhorar a performance de motores aspirados. A

comparação entre simulação e teste real validou a precisão do modelo adotado, abrindo caminho para futuras aplicações e aprimoramentos.

Como trabalhos futuros, sugere-se a investigação sobre adoção de coletores com geometria variável e implementar aos motores um padrão de simulação de tráfego que reproduza as condições reais de operação de um motor de combustão interna, com o objetivo de determinar o consumo de combustível em quilômetros por litro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2012. 2 v.
- CATCAM.S.COM. Disponível em: <http://www.catcams.com/>. Acesso em: 10 out. 2023.
- CATON, J. A.; **An Introduction to Thermodynamics Cycles Simulation for Internal Combustion Engines**. John Wiley & Sons, Texas, 2016.
- COSTA, R. C.; HANRIOT, S. de M.; SODRÉ, J. R. **Influence of intake pipe length and diameter on the performance of a spark ignition engine**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences. 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1007/s40430-013-0074-2>. Acesso em: 22 dez. 2023.
- FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. 3. ed. Chichester: Wiley, 2016.
- GINARI, JAY. **30 Basic Parts Of A Car Engine With Diagram**. Disponível em: <https://www.partsofacarengine.com>. Acesso em 18 dez. 2023.
- HARTMAN, Jeff. **How to Tune and Modify Engine Management Systems**. 2. ed. Minneapolis: Motorbooks, 2004.
- HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1988.
- LOTUS ENGINE SIMULATION. Versão 6.0.1. Reino Unido: Lotus Engineering, 2020. Disponível em: <https://www.lotusengineering.com>. Acesso em: 20 out. 2023.
- MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. 6. ed. Porto: Engebook, 2020.
- PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of internal combustion engine**. 1. ed. New Jersey: Prentice Hall, 1997.
- VINCENELLI, A. S. et al. **A Cycle Accurate Nonlinear Hybrid Model of SI Engine for the Idle Speed Control**. Roma, 2004. Disponível em: https://www.academia.edu/2740151/A_Cycle_Accurate_Nonlinear_Hybrid_Model_of_SI_Engine_for_the_Idle_Speed_Control. Acesso em: 20 dez. 2023.

VOLKSWAGEN AG. **Self-study programme 212:** Variable intake manifold in vr engines. Wolfsburg: VOLKSWAGEN AG, 1998.