



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

EWERTON ALLYSON DE ARRUDA SILVA

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO COLETOR DE ADMISSÃO DO
MOTOR E.TORQ 1.6**

Recife
2019

EWERTON ALLYSON DE ARRUDA SILVA

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO COLETOR DE ADMISSÃO DO
MOTOR E.TORQ 1.6**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos parciais para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Recife

2019

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

S586d Silva, Ewerton Allyson de Arruda.
Análise e otimização geométrica do coletor de admissão do motor E.torQ 1.6 /
Ewerton Allyson de Arruda Silva. – 2019.
100 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa.
Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências e Apêndice.

1. Engenharia Mecânica. 2. Motor de combustão interna. 3. Coletor
de admissão. 4. Eficiência volumétrica. 5. CFD. 6. GT-POWER.
I. Ochoa Villa, Alvaro Antonio. (Orientador). II. Henríquez Guerrero,
Jorge Recarte. (Orientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019-163

EWERTON ALLYSON DE ARRUDA SILVA

**ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DO COLETOR DE ADMISSÃO DO
MOTOR E.TORQ 1.6**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos parciais para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 05/02/2019

BANCA EXAMINADORA

Profº. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Orientador)
Instituto Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Marcus Costa de Araujo (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Externo)
Instituto Federal de Pernambuco

Dedico este trabalho aos meus pais, Eliane e Severino, que de forma amorosa me deram educação e todo suporte para alcançar meus objetivos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por permitir que eu chegasse até este momento, concedendo-me saúde e coragem.

Aos meus orientadores Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa e Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, que me ajudaram grandemente durante a execução deste projeto.

A FCA, por ter fornecido os recursos para que eu pudesse analisar o motor E.torQ 1.6L 16v aspirado.

A UFPE e a todos que colaboraram para conclusão deste trabalho.

RESUMO

O aprimoramento da performance de um motor de combustão interna automobilístico, tem se tornado a cada dia um fator mais requisitado durante o desenvolvimento de novos motores. Portanto, o projeto de um sistema de admissão de ar que possibilite a obtenção de uma maior eficiência volumétrica, e consequentemente proporcione melhores valores de torque e potência sob determinadas velocidades de rotação do motor, torna-se extremamente necessário. Neste trabalho, foram realizadas análises e otimizações da geometria do coletor de admissão do motor Fiat E.torQ 1.6L 16v aspirado, utilizando o software GT-POWER que aplica a tecnologia CFD 1D. Para isto, foram feitas modificações estruturais na modelagem do motor E.torQ 1.6L 16v Turbo, já validado experimentalmente, convertendo-o no motor E.torQ 1.6L 16v aspirado. Posteriormente, foi efetuado o processo de otimização pelo método de Brent, onde foram calculados os comprimentos dos runners do coletor de admissão que proporcionam a máxima eficiência volumétrica ao motor, em cada velocidade de rotação determinada entre 1000 e 6000 RPM. Este método de otimização é considerado confiável e rápido, pois correlaciona os métodos de Interpolação Parabólica e o *Golden-Section Search*. A partir da obtenção dos comprimentos de runners otimizados, foi possível simular o motor operando com o coletor de admissão parametrizado com cada um destes comprimentos de runner. Através da sobreposição das curvas de eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação, de todos os casos simulados, e analisando a tendência de crescimento e decrescimento das curvas, vê-se que quanto menor o comprimento de runner a eficiência volumétrica tende a ser máxima quando o motor está sob maiores velocidades de rotação. Baseando-se no comportamento das curvas eficiência volumétrica, foram propostas duas configurações de coletor de admissão de geometria variável. Os resultados do desempenho do motor operando com cada uma das propostas de coletor de admissão de geometria variável, mostraram que o motor pode empregar maiores valores de eficiência volumétrica, torque, potência efetiva e BSFC sob determinadas condições de velocidade.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Coletor de admissão. Eficiência volumétrica. CFD. GT-POWER.

ABSTRACT

The improvement of an internal combustion engine performance has become an increasingly factor requested during the development of new engines. Therefore, the design of an air intake system that allows the achievement of a greater volumetric efficiency, and consequently provides a higher torque and power values under certain engine speeds, becomes extremely necessary. In this work, analyzes and optimizations of the intake manifold geometry of the Fiat E.torQ 1.6L 16v aspirated engine were performed, using GT-POWER software that applies CFD 1D technology. For this, structural modifications were made in the modeling of the engine E.torQ 1.6L 16v Turbo, already validated experimentally, converting it in the engine E.torQ 1.6L 16v aspirated. Afterwards, the optimization process was carried out by the Brent method, where the runner lengths of the intake manifold were calculated, which provide the maximum volumetric efficiency to the engine at each speed determined between 1000 and 6000 RPM. This method of optimization is considered reliable and fast, since it correlates the methods of Parabolic Interpolation and Golden-Section Search. From obtaining optimized runner lengths, it was possible to simulate the motor operating with the intake manifold parameterized with each of these runner lengths. Through the overlapping of the volumetric efficiency curves as a function of the rotational speed, of all the simulated cases, and analyzing the tendency of growth and decreasing of the curves, it is seen that when the intake manifold has a smaller runner length, the volumetric efficiency tends to be maximum when the engine is under higher rotational speeds. Based on the behavior of the volumetric efficiency curves, two variable length intake manifold configurations were proposed. The results of the engine performance operating with each of the variable length intake manifold proposals have shown that the engine can employ higher values of volumetric efficiency, torque, effective power and BSFC under certain speed conditions.

Keywords: Internal combustion engine. Intake manifold. Volumetric Efficiency. CFD. GT-POWER.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 –	Componentes dos motores de ignição por centelha.....	27
Figura 2 –	Câmara de combustão de um motor SI com 4 válvulas por cilindro.....	30
Figura 3 –	Exemplo de coletor de admissão.....	31
Figura 4 –	Injetor de combustível.....	32
Figura 5 –	Coletores de admissão com geometria variável.....	33
Figura 6 –	Os 4 tempos de um motor de ignição por centelha.....	34
Figura 7 –	Geometria básica do motor.....	36
Figura 8 –	Parâmetros operacionais do motor.....	37
Figura 9 –	Relação entre eficiência volumétrica e comprimento do runner sob diferentes condições de velocidade.....	39
Figura 10 –	Relação entre eficiência volumétrica e o n° de Mach.....	41
Figura 11 –	Carga de ressonância dentro coletor de admissão.....	42
Figura 12 –	Ressonador de Helmholtz.....	44
Figura 13 –	Sistema de admissão de ar para análise da ressonância com 2 graus de liberdade.....	46
Figura 14 –	Esquema da discretização por grade escalonada.....	48
Figura 15 –	Descrição gráfica da interpolação parabólica.....	56
Figura 16 –	Descrição gráfica do “ <i>Golden Ratio</i> ”.....	57
Figura 17 –	Descrição gráfica do “ <i>Golden-Section Search</i> ”.....	59
Figura 18 –	Motor E.torQ 1.6L SOHC 16v flex fuel.....	61
Figura 19 –	Motor E.torQ 1.6L 16v turbo.....	62
Figura 20 –	Cabeçote e coletor de admissão do motor E.torQ 1.6L 16v aspirado.....	64
Figura 21 –	Motor E.torQ 1.6L 16v aspirado.....	65
Figura 22 –	Curvas sobrepostas da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação.....	75
Figura 23 –	1ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável.....	79
Figura 24 –	1ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável	

	comparado ao modelo original.....	80
Figura 25 –	Torque e potência do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (1ª proposta)	81
Figura 26 –	Vazão mássica e BSFC do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (1ª proposta)	83
Figura 27 –	2ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável.....	85
Figura 28 –	2ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável comparado ao modelo original.....	86
Figura 29 –	Torque e potência do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (2ª proposta)	87
Figura 30 –	Vazão mássica e BSFC do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (2ª proposta)	88
Figura 31 –	Curvas do torque do motor utilizando a 1ª e 2ª proposta de coletor de admissão de geometria variável.....	89
Figura 32 –	Curvas da potência efetiva do motor utilizando a 1ª e 2ª proposta de coletor de admissão de geometria variável.....	90
Figura 33 –	Curvas do BSFC do motor utilizando a 1ª e 2ª proposta de coletor de admissão de geometria variável.....	91

LISTAS DE TABELAS

Tabela 1 –	Dados adicionados na otimização.....	70
Tabela 2 –	Dados para o cálculo da frequência de Helmholtz.....	71
Tabela 3 –	Resultado da otimização do comprimento dos runners.....	74
Tabela 4 –	Validação das simulações numéricas.....	78

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SI	Spark Ignition (Ignição por Centelha)
CFD	Fluido Dinâmica Computacional
SAE	Society of Automotive Engineers
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
PMS	Ponto Morto Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
FCA	Fiat Chrysler Automobiles
RPM	Rotações por Minuto
CAD	Desenho Assistido por Computador
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (Consumo Específico de Combustível)
E22	Gasolina com 22% de Etanol Anidro
GNV	Gás Natural Veicular

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	14
1.2	JUSTIFICATIVAS.....	15
1.3	OBJETIVOS.....	16
1.3.1	Objetivo geral.....	16
1.3.2	Objetivos específicos	16
1.4	APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	26
3.1	COMPONENTES E FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	26
3.2	SISTEMA DE ADMISSÃO	30
3.2.1	Coletor de admissão de geometria variável	32
3.3	FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	33
3.4	PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO	35
3.4.1	Parâmetros geométricos	35
3.4.2	Parâmetros operacionais	36
3.4.3	Relação ar-combustível.....	38
3.4.4	Parâmetros adicionais.....	38
3.4.5	Eficiência volumétrica	39
3.5	PRODUÇÃO DE CARGA DE RESSONÂNCIA NO COLETOR DE ADMISSÃO	42
3.6	GT-POWER E SUAS APLICAÇÕES	47
3.6.1	Equações governantes no GT-POWER	48
3.6.1.1	Perdas de fluxo.....	51
3.6.1.2	Perdas por atrito.....	52
3.6.1.3	Perdas de pressão.....	53
3.6.1.4	Coeficiente de descarga	54
3.6.1.5	Transferência de calor.....	55
4	METODOLOGIA	61
4.1	CONSIDERAÇÕES SOBRE O MOTOR ANALISADO	61
4.2	METODOLOGIA DA SIMULAÇÃO NO GT-POWER	63
4.3	PRINCÍPIOS NUMÉRICOS DO GT-POWER.....	66
4.3.1	Eficiência volumétrica	66
4.3.2	Torque e potência	67

4.3.3	Consumo específico de combustível	70
4.4	METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO	70
4.5	METODOLOGIA DE VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS	71
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	74
5.1	PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO	74
5.2	ANÁLISE DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	76
5.2.1	Validação das simulações numéricas	78
5.3	PROPOSTAS DE COLETOR DE ADMISSÃO DE GEOMETRIA VARIÁVEL	80
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	93
6.1	TRABALHOS FUTUROS.....	95
	REFERÊNCIAS.....	96
	APÊNDICE A – PUBLICAÇÃO DE ARTIGO	100

1 INTRODUÇÃO

No presente trabalho, a geometria do coletor de admissão do motor Fiat E.torQ 1.6L 16v aspirado foi submetida à análises e otimizações, utilizando o software GT-POWER que aplica a tecnologia CFD 1D. A seguir, serão apresentados o escopo do projeto, as justificativas e os objetivos gerais e específicos.

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Obter melhorias na performance de um motor de combustão interna automotivo, é um desafio em cada desenvolvimento de novos motores. O sistema de admissão, tem uma função vital no desempenho do motor. Alguns fatores, estão diretamente ligados à dinâmica dos gases que escoam nos dutos do sistema de admissão, tais como: o comprimento e o diâmetro dos runners do coletor de admissão, o tempo de válvula, entre outros. Quando estes parâmetros são bem dimensionados, são obtidas melhorias na eficiência volumétrica e, conseqüentemente, no consumo específico de combustível, no torque e na potência efetiva.

Com base nos parâmetros geométricos e operacionais coletados experimentalmente no laboratório da Fiat Chrysler Automobiles, Gervásio (2017) utilizou a metodologia de correlação para modelar o motor E.torQ 1.6L 16v Turbo no GT-POWER, que é um software que emprega a fluidodinâmica computacional em um modelo unidimensional. Neste trabalho, utilizando o modelo do motor E.torQ 1.6L 16v Turbo já correlacionado ou validado experimentalmente, foram feitas modificações estruturais convertendo-o no motor E.torQ 1.6L 16v aspirado, e posteriormente foi efetuado um processo de otimização pelo método de Brent, onde foram calculados os comprimentos dos runners do coletor de admissão que proporcionam ao motor a máxima eficiência volumétrica em cada uma das velocidades de rotação determinadas durante a simulação.

Como um motor que utiliza um coletor de admissão de geometria fixa, possui valores ótimos de eficiência volumétrica, torque e potência entre outros parâmetros de performance, quando está operando em uma determinada faixa de velocidade de rotação, foram desenvolvidas duas propostas de coletor de admissão de geometria

variável permitindo que o motor apresente melhores parâmetros de performance em variados intervalos de velocidade.

1.2 JUSTIFICATIVAS

O sistema de admissão de um motor tem a função de escoar o fluxo de ar até a entrada da válvula de admissão do cilindro. Sendo assim, a geometria da tubulação tem grande influência na vazão mássica de ar que entra na câmara de combustão.

O coletor de admissão é um dos principais componentes deste sistema e, dependendo da sua geometria, o motor pode apresentar maiores valores de eficiência volumétrica sob um determinado intervalo de velocidade. Porém, em outros intervalos de velocidades a eficiência volumétrica pode ser muito baixa. Portanto, com a finalidade de garantir que o motor tenha valores elevados de eficiência volumétrica, torque e potência efetiva, assim como reduzidos valores de consumo específico de combustível, sob variadas condições de velocidade, neste trabalho foram propostos modelos de coletor de admissão com geometria variável.

Como o comprimento dos runners é o parâmetro geométrico mais influente do coletor de admissão, onde para cada velocidade de rotação existe um comprimento de runner ideal, que garante maiores valores de eficiência volumétrica, foi determinado que o coletor de admissão de geometria variável proposto, deve possuir três estágios de comprimento de runner, garantindo melhores parâmetros de funcionamento em baixas, médias e altas velocidades de rotação.

Esta pesquisa faz parte do programa de colaboração entre a FCA e UFPE, que tem como objetivo desenvolver um motor sobrealimentado, com tecnologia Flex-Fuel e com a inclusão de um processo de cogeração. Entretanto, este trabalho se adequa à formação de recursos humanos estabelecido pela parceria UFPE e FCA, pois o que será abordado é um motor aspirado advindo de modificações feitas no motor turbo da Fiat.

1.3 OBJETIVOS

A seguir serão apresentados os objetivos gerais e específicos.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é otimizar a geometria do coletor de admissão e propor um novo modelo de coletor de admissão de geometria variável para o motor E.torQ 1.6L 16v aspirado, utilizando a simulação CFD 1D no GT-POWER. O modelo proposto será baseado no modelo de motor E.torQ 1.6L 16v turbo fornecido pela FCA.

1.3.2 Objetivos específicos

- Construir um modelo do motor E.torQ 1.6L 16v aspirado a partir de um modelo pré-existente do mesmo motor turbinado.
- Otimizar o comprimento dos runners do coletor de admissão, objetivando conhecer qual o comprimento ideal para que o motor tenha máxima eficiência volumétrica sob uma determinada velocidade rotação.
- Com base nos resultados da otimização, propor dois modelos de coletor de admissão de geometria variável, garantindo melhor desempenho do motor em variadas condições de velocidade de rotação.
- Realizar estudos numéricos com o modelo de coletor de geometria variável, analisando parâmetros de desempenho do motor em função da velocidade de rotação.

1.4 APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

No capítulo 1, é apresentado o problema a ser estudado, a justificativa e os objetivos gerais e específicos para realização do estudo, assim como a estrutura da dissertação.

No capítulo 2, se apresenta a revisão bibliográfica, mostrando estudos referentes a sistemas automotivos, análises numéricas e experimentais, e otimização de componentes, ajudando a compreender o problema proposto na dissertação.

No capítulo 3, é apresentada a fundamentação teórica, nele são abordados os assuntos dos conceitos básicos para compreensão de como um motor de combustão interna funciona, assim como, as características e influência do coletor de admissão na performance do motor.

No capítulo 4, é mostrada a metodologia utilizada durante as simulações, detalhando como foi feita a conversão do motor turbo em aspirado, o método de otimização do comprimento dos runners, o método utilizado para proposição do coletor de admissão de geometria variável, como também, o método utilizado na validação dos resultados.

Capítulo 5, é feita a análise dos resultados, onde são analisados dados da otimização dos comprimentos dos runners, também verificando quais as vantagens e desvantagens da aplicação do novo modelo de coletor de admissão, sendo comparados os parâmetros de performance do motor original com os do motor com o coletor de admissão de geometria variável.

Capítulo 6, são expostas as conclusões relativas ao trabalho, assim como, as perspectivas dos trabalhos futuros nesta linha de pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo está direcionado à apresentação dos estudos referentes a sistemas automotivos, especificamente em motores de combustão interna, análises numéricas e experimentais, e otimização de componentes relacionados aos motores de combustão interna que utilizam gasolina, etanol e/ou diesel como combustível, nos últimos 10 anos.

Alguns artigos publicados recentemente utilizam simulações numéricas para análise e otimização do sistema de admissão automotivo. Utilizando o software GT-POWER, Yang, Liao e Liu (2012) realizaram uma análise harmônica e otimização do sistema de admissão de um motor SI (Spark Ignition – Ignição por Centelha), lançado no final da década de 90. Todo o motor foi modelado no GT-POWER, e sua validação foi feita por meio da comparação entre dados experimentais e numéricos. Foram feitas avaliações do desempenho do motor variando os parâmetros geométricos do sistema de admissão. Este estudo foi realizado considerando a variação do diâmetro do tubo primário e do coletor de admissão, cerca de $\pm 20\%$, e apenas foram provocados pequenos impactos na performance do motor. Porém, quando o comprimento dos tubos do sistema de admissão foi variado, verificou-se maiores variações do torque do motor. Com as variações no comprimento dos tubos do coletor de admissão, verificou-se que, de modo geral, quando o comprimento do coletor diminui, o torque do motor aumenta. Por exemplo, na rotação de 3500 RPM, quando o comprimento do coletor de admissão diminui de 240 mm para 120 mm, há um aumento do torque de 67 Nm para 73 Nm, chegando à conclusão de que para esse motor, reduzir o comprimento dos tubos do coletor de admissão torna-se uma boa alternativa. Dando continuidade ao estudo, através da análise de mapas de superfície que relacionam o comprimento do coletor de admissão e do tubo primário, com os valores de torque e consumo de combustível, foi possível escolher valores otimizados para o comprimento de ambos, baseando-se nos dados de torque máximo e consumo mínimo de combustível. Assim, reduzindo o comprimento do tubo primário, originalmente com 450 mm, para 400 mm e reduzindo o comprimento dos tubos do coletor de admissão, originalmente com 180 mm, para 120 mm, foi possível afirmar que numa velocidade de rotação de 3500 RPM houve um incremento de 7% no valor do torque.

Costa, Hanriot e Sodré (2014) através de análises experimentais, mostraram a influência do comprimento e do diâmetro dos runners do coletor de admissão na eficiência volumétrica, potência e BSFC de um motor SI 1.0L, com 4 cilindros, 8 válvulas, utilizando combustível E22. Os resultados mostraram que os runners com longos comprimentos e pequenos diâmetros são recomendados para melhorar a performance do motor em baixas velocidades de rotação, enquanto, para altas velocidades de rotação, sugere-se o uso de runners de comprimento curto e maiores diâmetros.

Alves et al. (2017) desenvolveram numericamente, um projeto conceitual de um coletor de admissão de geometria variável para um motor de combustão interna de 4 tempos com apenas um cilindro. O objetivo desta pesquisa foi investigar os efeitos da variação do comprimento e diâmetro dos runners na performance do motor, e projetar um novo coletor de admissão de três estágios, possuindo parâmetros otimizados de potência, eficiência volumétrica e torque. A avaliação da performance foi feita utilizando o GT-POWER, e para a otimização foi utilizado o software modeFrontier acoplado ao GT-POWER, onde foi possível verificar a melhor configuração geométrica do coletor de admissão, para cada velocidade de rotação imposta pela simulação, e assim estabelecer os critérios para o projeto do novo coletor de três estágios. O estudo mostrou que é possível atingir valores altos de eficiência volumétrica graças ao efeito de ressonância que ocorre no coletor, pois ajustando o comprimento e o diâmetro do coletor de admissão, fazendo com que as ondas de pressão que trafegam no coletor cheguem na válvula no tempo exato que ela abre, faz com que ocorra uma maior admissão de ar durante o ciclo, e assim, melhorando a eficiência volumétrica e consequentemente o torque e a potência. Potul, Nachnolkar e Bhave (2014) e Souza et al. (2019), semelhantemente, também condicionaram a validação teórica das suas simulações à teoria da frequência de ressonância de Helmholtz. Este efeito de ressonância no coletor de admissão é tratado na literatura por Heywood (1988), que afirma que o “*tuning peak*” (admissão máxima de ar) ocorre quando a frequência de Helmholtz é o dobro da frequência dos pistões.

Och et al. (2016) realizaram processos de otimização, objetivando a maximização da eficiência volumétrica de um motor diesel aspirado. Para isto, foram consideradas como variáveis a solução: o comprimento dos dutos de admissão e exaustão e o tempo de válvula. Os resultados mostraram que para obter valores

ótimos de eficiência volumétrica, os comprimentos dos dutos de admissão diminuem a medida que a velocidade aumenta, já os comprimentos dos dutos de exaustão possuem uma tendência decrescente quando o motor está sob altas rotações, e em relação ao tempo de válvula, verificou-se que ao otimizá-lo obtiveram ganhos na eficiência volumétrica.

Vichi et al. (2015), Norizan et al. (2017) e Sardar e Sardar (2018), desenvolveram um projeto para o sistema de admissão de um motor SI de 4 tempos e 1 cilindro, participante da Fórmula SAE. O sistema de admissão deveria conter um restritor do fluxo de ar, com seção circular e diâmetro máximo de 20 mm, devendo ser instalado na tubulação entre a válvula de aceleração e a entrada de admissão de ar do motor. O objetivo deste restritor ou garganta, é limitar o fluxo de ar para o motor, influenciando fortemente a eficiência volumétrica e a potência máxima.

Norizan et al. (2017), utilizando o software CATIA V5R21 para o desenho e o ANSYS Workbench para simulação CFD, testaram algumas variações geométricas no restritor a fim de diminuir as perdas de pressão e melhorar a performance do motor. Sardar e Sardar (2018) por meio do cálculo da frequência de ressonância de Helmholtz, dimensionaram o comprimento dos runners do coletor de admissão a fim de obter uma melhor performance na aceleração numa determinada faixa de velocidade de rotação. A maneira encontrada por Vichi et al. (2015) para reduzir a influência do restritor de ar, diminuindo a queda de pressão e aumentando a vazão mássica de ar, consiste na instalação de um plenum entre o restritor e os tubos de admissão ou runners. Porém, a introdução do plenum provoca atrasos no tempo de resposta do motor, ou seja, a potência requerida é fornecida com um tempo de atraso que é diretamente proporcional ao volume do plenum. Portanto, utilizando o software Wave®, chegaram a uma solução inovadora, onde o plenum possui um duto interno de comprimento variável. Fazendo a simulação sob condições estacionárias e transientes, foi chegado à conclusão de que o duto interno ao plenum deve estar na sua extensão máxima, tornando-se um by-pass para o fluxo de ar, excluindo o plenum do sistema de admissão, quando o motor estiver sob baixas velocidades e quando a válvula de aceleração estiver menos que 60% aberta, melhorando o tempo de resposta do motor durante acelerações e desacelerações. Por outro lado, o volume do plenum deve ser explorado quando o motor estiver sob altas velocidades, requerendo alta potência.

Jemni, Kantchev e Abid (2011), fizeram uma análise numérica e experimental, relacionando a influência da geometria do coletor de admissão com os efeitos aerodinâmicos e térmicos que ocorrem dentro do cilindro, durante o processo de admissão. O motor a diesel IVECO 8210.02, com 13.8 L de cilindrada, e seis cilindros em linha, foi convertido em um motor SI bicomcombustível, funcionando a gás ou gasolina. O combustível aplicado durante a análise foi o gás GLP, que comparado ao diesel, possui vantagens econômicas e baixa emissão de poluentes. O projeto do coletor, afeta diretamente o comportamento do fluxo da mistura ar-combustível durante a admissão, pois no momento que o fluxo de ar passa através da abertura das válvulas de admissão e entra em contato com as paredes do cilindro, são criados vórtices e turbulências que podem afetar o processo de combustão, influenciando na performance do motor e na emissão de poluentes. Jemni, Kantchev e Abid (2011), comparou esse motor funcionando com dois tipos de coletor de admissão, um deles considerado inicial, contendo runners e um plenum, e o outro com o comprimento dos runners otimizado e sem o plenum. A otimização do comprimento dos runners no segundo coletor de admissão, foi feita em função dos efeitos das ondas de ressonância que se propagam dentro do coletor, melhorando o enchimento do cilindro e consequentemente a eficiência volumétrica do motor. Inicialmente, foram feitos os desenhos 3D dos dois coletores de admissão conectados à entrada de ar do cilindro, usando o software SolidWorks. Utilizando o FloWorks, uma aplicação do CFD, foram importadas as geometrias desenhadas do SolidWorks, e efetuadas as modelagens numéricas 3D dos fluxos turbulentos na admissão cilindro para os dois casos. Através destas modelagens, foi possível verificar o coletor de admissão mais adequado. Os resultados desta simulação foram validados experimentalmente através da avaliação do desempenho do motor nos dois casos, comparando os valores de torque, potência, consumo específico de combustível e eficiência térmica. Segundo os resultados encontrados, o motor com o coletor de admissão de geometria otimizada obteve aumentos de 16% na potência, 13,9% no torque, 12,5% de eficiência térmica e uma redução de 28% no consumo específico de combustível, em relação ao não otimizado.

Mezher et al. (2013), apresentaram uma técnica inovadora para caracterização do domínio das ondas de frequência dentro do coletor de admissão. A técnica do tubo de impacto, consiste em criar uma pressão relativa inicial negativa dentro de um tubo, rigidamente fechado de um lado e mantido fechado no outro lado

por meio de uma membrana elástica. A pressão negativa gerada dentro do tubo, é proporcionada através de uma bomba de vácuo conectada ao seu interior. Quando a pressão interna desejada é alcançada, a membrana é perfurada e são geradas ondas de pressão que se propagam dentro do tubo, e instantaneamente as variações de pressão são mensuradas através de um sensor piezoresistivo, modelo Kistler 4005AA2R, fixado na parede do tubo à 45 mm de distância do final do tubo rigidamente fechado. Os dados de pressão, mensurados pelo sensor piezoresistivo, são transferidos para um aquisitor de dados, modelo Nacional Instruments PCI-NI-6070E. As frequências das ondas de pressão geradas dentro do tubo de impacto durante o experimento possuem amplitudes semelhantes às encontradas no sistema de admissão de ar de um motor de combustão interna. Assim, verificou-se que através da implantação da técnica do tubo de impacto numa bancada experimental, seria possível obter um espectro de frequência muito próximo do que é encontrado numa simulação numérica. Uma série de tubos de impacto foram testados, variando seus diâmetros internos e comprimentos.

Para isso, Mezher et al. (2013), utilizaram a equação desenvolvida por Chalet et al. (2011), que associa a dinâmica dos gases ocorrida no coletor de admissão com sistema oscilatório mecânico massa-mola-amortecedor. Essa equação diferencial contém diferentes parâmetros, tais como pressão relativa, vazão mássica de ar em regime transiente, frequência angular, amortecimento e inércia. Aplicando a transformada de Laplace nesta equação, foi obtida uma função de transferência que relaciona a vazão mássica de ar instantânea, que passa através da válvula de admissão, e a pressão dinâmica de resposta, dentro de amplo um espectro de frequência.

No experimento do tubo de impacto, combinando os dados registrados pelo aquisitor e aliando-os à teoria da dinâmica dos gases, foi possível calcular os parâmetros aplicados na função de transferência, tais como: frequência de ressonância, parâmetros inerciais de ressonância e de amortecimento. Para validação dos dados, a função de transferência foi codificada na rotina do Simulink, que foi acoplado a um modelo de motor com de cilindro no GT-POWER, variando as dimensões dos runners do coletor de admissão, semelhantemente ao que foi realizado experimentalmente. O GT-POWER fornece o valor da vazão mássica instantânea, em um ponto acima da válvula de admissão, enviando esse dado para o Simulink que utiliza-o como um dado de entrada na função de transferência, que

fornece os dados de pressão de resposta para o GT-POWER completar o processo de iteração. Os resultados experimentais comparados aos obtidos pela simulação no GT-POWER, foram bastante próximos e consistentes.

Em um projeto experimental, Ceviz e Akin (2010), objetivando desenvolver um novo coletor de admissão, com o plenum de comprimento variável, realizaram estudos experimentais em um motor SI, do modelo Ford MVH-418. Este modelo do motor possui um sistema de injeção eletrônica do tipo multiponto, ou seja, o combustível é injetado diretamente na entrada da válvula de admissão dos cilindros, havendo apenas fluxo de ar no coletor de admissão, e possibilitando uma distribuição ar-combustível mais uniforme em cada cilindro. No início do experimento, o motor foi acionado e mantido sob uma aceleração correspondente à obtida quando a válvula de aceleração está aproximadamente três quartos aberta, podendo alcançar velocidades próximas à máxima. Após a estabilização motor, o primeiro experimento com o coletor de admissão original foi realizado, submetendo o motor às oito velocidades entre 1500 e 5000 RPM, com um intervalo de 500 RPM entre elas, que são controladas por um dinamômetro hidráulico acoplado ao motor. O experimento foi repetido separadamente para os comprimentos adicionais do plenum de 16 mm (40 cm³), 32 mm (80 cm³), 48 mm (120 cm³) e 64 mm (160 cm³), também submetidos, cada um, os mesmos regimes de velocidade de rotação.

Foram analisadas de algumas características de performance do motor, como: torque, potência, eficiência térmica e consumo específico de combustível. Ceviz e Akin (2010), analisando os valores de eficiência térmica e consumo específico de combustível concluíram que, entre 1500 e 3000 RPM, quando o plenum está com um comprimento adicional de 32 mm, entre 3000 e 4000 RPM, quando o plenum está com um comprimento adicional de 16 mm, e entre 4500 e 5000 RPM, com o coletor de admissão nas suas dimensões originais, são alcançados os melhores valores de eficiência térmica e consumo específico de combustível, chegando à conclusão de que para este motor, quando se aumenta a velocidade de rotação, para obtenção de uma melhor eficiência térmica é necessário deduzir o comprimento adicional do plenum. Assim, a aplicação de um sistema para variação do comprimento adicional do plenum, é bastante atrativa quando o motor funciona sob baixas rotações, sendo sua aplicação apropriada para vias urbanas, onde será frequentemente submetido a paradas e acelerações de partida. Os critérios para o desenvolvimento do projeto foram determinados pelos resultados

deste estudo. Nele, o plenum possui uma seção adicional flexível ou móvel, localizada sua entrada de ar, onde o comprimento desta seção poderá ser reduzido ou aumentado. Esta seção flexível do plenum, também é conectada à válvula de aceleração, que possui um sistema de acionamento eletrônico capaz deslocar a válvula linearmente, variando o comprimento do plenum móvel de acordo a velocidade do motor. Quando a velocidade aumenta, a válvula de aceleração é deslocada para diminuir o comprimento flexível do plenum.

Baseando-se na modelagem de um motor SI de quatro cilindros no GT-POWER, validado experimentalmente, Zhao et al. (2018) desenvolveram um modelo desse motor no GT-POWER, implantando dois coletores de admissão, onde cada coletor de admissão alimenta dois cilindros. Foi aplicado um mecanismo de desativação das válvulas de admissão e exaustão, e injetores de combustível, capaz de desativar os cilindros alimentados por um dos coletores de admissão. Em condições de cargas parciais, quando o mecanismo é acionado verifica-se uma economia de combustível tanto em altas como em baixas rotações, porém é mais efetivo em baixas rotações, característico de tráfego em vias urbanas.

Xu (2017) realizou uma análise CFD 3D em 3 modelos de coletores de admissão por meio simulações numéricas FLUENT. Dentre os modelos analisados foi constatado que o modelo que apresentou a melhor eficiência na admissão, maior qualidade da combustão e menor perda de carga, foi o modelo em que a entrada de ar no coletor de admissão é localizada, perpendicularmente, no centro do plenum e paralela aos runners.

Manmadhachary, Santosh Kumar e Ravi Kumar (2017), projetaram um coletor de admissão em forma de espiral utilizando a impressão 3D. O coletor de admissão foi projetado com o software de modelagem tridimensional, chamado Creo 3.0, sendo sua geometria composta por seções de diâmetros variados, com a razão de 1:3 relacionando a medida dos seus diâmetros extremos, onde o diâmetro da saída de ar para o cilindro tem 45 mm e o da entrada de ar externo tem 135 mm. O material usado para fabricação do coletor de admissão foi o ABS P400 (Acrilonitrila butadieno estireno), que é um termoplástico de boa resistência mecânica. Para realização do experimento, foi utilizado um motor diesel Kirloskar, composto apenas por um cilindro, sendo ele acoplado a um dinamômetro e um tacômetro. Foram feitas análises comparativas entre este motor utilizando o coletor de admissão tradicional, e o mesmo motor utilizando o novo coletor de admissão de geometria espiral. Em

relação à eficiência volumétrica, verificou-se que quando foi utilizado o coletor na forma de espiral, houve um aprimoramento sob diferentes pressões de injeção e cargas variáveis.

Da revisão bibliográfica recém apresentada e baseando-se no objetivo do presente trabalho, que é a análise e otimização de um coletor de admissão pré-existente, proveniente do motor Fiat E.torQ 1.6L 16v aspirado, os artigos que contribuem grandemente para o embasamento da metodologia utilizada foram os que propuseram a modificação da geometria o coletor de admissão a fim da obtenção de melhorias de performance, como também, vê-se que no estudo desenvolvido por Yang, Liao e Liu (2012), o parâmetro de principal influência do coletor de admissão é o comprimento dos runners, pois quando variado vê-se maiores mudanças de performance.

Os trabalhos desenvolvidos por Alves et al. (2017) e Potul, Nachnolkar e Bhave (2014), servem como parâmetro para a metodologia desenvolvida neste trabalho, pois além dessas pesquisas tratarem da otimização da geometria do coletor de admissão, também propuseram um novo coletor de geometria variável. Determinando que o comprimento do runner deve diminuir com o aumento da velocidade de rotação do motor.

O software GT-POWER é vastamente utilizado na indústria automotiva, no trabalho desenvolvido por Mezher et al. (2013), onde apresentaram uma técnica inovadora para caracterização do domínio das ondas de frequência dentro do coletor de admissão, houve uma excelente aproximação entre os dados experimentais e numéricos, reafirmando a confiabilidade do GT-POWER.

Além disto, fica claro que a geometria do coletor de admissão de um automóvel é um dos pontos chave para determinação da performance do motor, pois parâmetros como: torque, potência, eficiência volumétrica, pressão média efetiva, consumo específico de combustível, entre outros, estão diretamente influenciados por ela.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Um motor de combustão interna tem como propósito a transformação da energia térmica, proveniente da queima do combustível, em trabalho mecânico. Diferentemente dos motores de combustão externa, o fluxo de ar e combustível é conduzido internamente no motor e, através dos seus componentes mecânicos e elétricos, a queima da mistura ar/combustível é realizada na câmara de combustão, possibilitando a conversão da energia térmica em trabalho mecânico. A seguir, serão apresentados os principais componentes do motor de ignição por centelha, assim como os seus parâmetros de funcionamentos.

3.1 COMPONENTES E FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

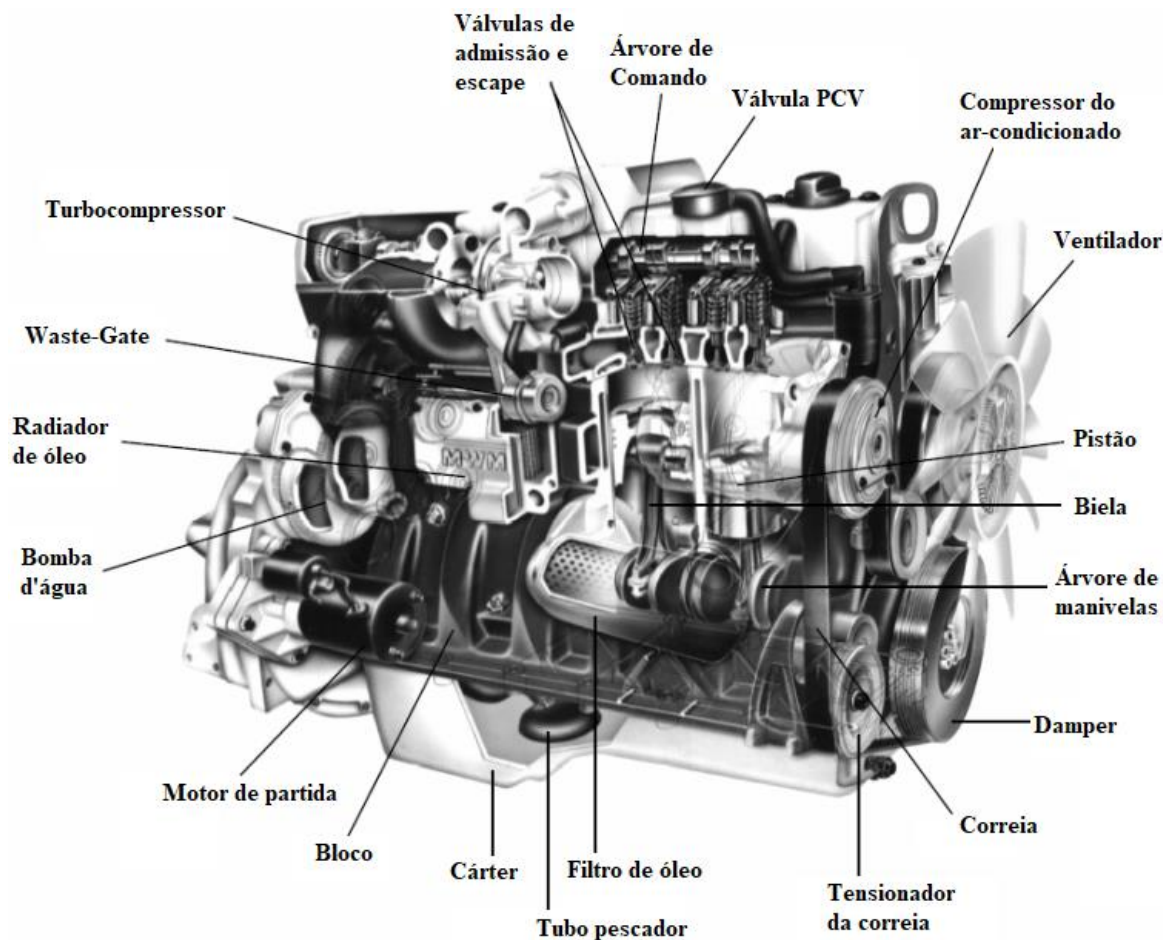
Fabricado em grande escala no mercado automobilístico, o mesmo possui um sistema de ignição por centelha que promove a queima de uma mistura ar/combustível no interior dos cilindros do motor, os combustíveis comumente utilizados no Brasil neste tipo de motor, são: gasolina, etanol e gás natural veicular (GNV). A energia térmica proveniente desta combustão é transformada em energia mecânica, que através dos componentes do motor e dos sistemas transmissão de movimento, é possível a aplicação em automóveis.

Na Figura 1 são mostrados os principais componentes dos motores de combustão interna com ignição por centelha. A carcaça externa possui uma estrutura rígida e constituída por 3 partes: cabeçote, bloco do motor e o cárter; internamente são instalados diversos componentes móveis, como por exemplo: pistões, bielas, virabrequim, válvulas de admissão e escape, árvore de cames ou de comando, etc.

Internamente, bloco do motor possui cavidades cilíndricas onde são colocadas “camisas” nas quais deslocam-se os pistões, essas camisas tem a função de evitar o desgaste da parede cilíndrica do bloco e seu material deve ser resistente ao desgaste e oferecer baixo atrito, as camisas podem ser úmidas ou secas dependendo, respectivamente, se estiverem ou não em contato com o fluido de arrefecimento. Esse fluido é conduzido até a parede do cilindro através de dutos

internos do bloco, sendo ele à base de água e aditivos. O bloco ainda é constituído por vias de lubrificação, apoios para o virabrequim e para outros elementos.

Figura 1 - Componentes dos motores de ignição por centelha



Fonte: MWM International Motores.

O cabeçote é fabricado utilizando ligas de alumínio, pois esses materiais possuem boa condutividade, tem baixo peso e boa usinabilidade. Como o alumínio possui baixa resistência ao desgaste, torna-se essencial a utilização de postiços em várias partes do cabeçote, de modo a melhorar a sua resistência e longevidade. Os postiços são feitos de aço de alta resistência, pois precisam resistir a choques nas mais difíceis condições de altas temperaturas e gases reativos, os postiços são utilizados nas sedes de válvulas, guias de válvulas, apoios das árvores de cames ou dos balancins, e nas roscas das velas (MARTINS, 2016). A função do cabeçote é fechar os cilindros do bloco, formando uma câmara de combustão na parte superior de cada um deles. Nele, são fixadas velas de ignição, válvulas de admissão e exaustão. Para fixação do cabeçote e o bloco é necessário uma vedação eficaz para

manter uma boa estanqueidade, para isso é utilizado uma junta de vedação fabricada com materiais sintéticos, tais como o “kevlar”.

O cárter pode ser descrito como uma tampa localizada na parte inferior do bloco do motor, tendo a função de armazenar o óleo de lubrificação. Para garantir mais resistência mecânica, pode ser fabricado por estampagem de chapas de aço, entretanto, também pode ser fundida em alumínio. Geralmente, é dividida em compartimentos com finalidade de diminuir o movimento do óleo, provocado pelas oscilações do veículo.

Voltando a atenção para os componentes móveis do motor, o sistema biela-manivela formado por virabrequim, pistões e bielas tem a função chave de converter a energia proveniente da combustão da mistura ar-combustão, ocorrida dentro do cilindro, em energia mecânica. O virabrequim é tradicionalmente fabricado através de forjamento de aço, mas também pode ser pela fundição de ferro fundido nodular (HEYWOOD, 1988). Além disso, também pode ser formado por várias peças, permitindo a desmontagem e a utilização de rolamentos entre ele e a biela. O virabrequim é a peça que geralmente comanda os sistemas de distribuição, ignição, arrefecimento e lubrificação através de engrenagens ou correntes e através de sensores eletrônicos de posição (MARTINS, 2016). O bloco do motor possui mancais ou rolamentos que dão suporte ao virabrequim, sendo que o número máximo destes deve ser um a mais que o de cilindros. Os moentes de bielas é o local de acoplamento entre as bielas e o virabrequim, e para evitar perdas excessivas por atrito ou falhas mecânicas é necessário um ajuste rigoroso entre os diâmetros do moente e da cabeça da biela. Os contrapesos do virabrequim têm a função de equilibrar as massas em movimento, garantindo suavidade durante a sua rotação.

A biela tem a função de converter o movimento retilíneo do pistão em movimento de rotação do virabrequim. Geralmente, é fabricada por estampagem em aço de alta resistência, ou por vezes em ligas de alumínio. É composta por cabeça, corpo e pé, para facilitar a montagem a cabeça possui duas partes possuindo uma removível, chamada chapéu. Através do furo da cabeça, a biela é conectada ao moente do virabrequim, e por meio de um pino de aço, o furo do pé da biela é conectado ao pistão, possibilitando a transferência de movimento desejada.

O pistão é o componente do motor que fica em constante movimento dentro do cilindro, ele funciona como uma parede móvel da câmara de combustão. O curso seguido pelo êmbolo é limitado pelo Ponto Morto Superior (PMS) e o Ponto Morto Inferior (PMI), sendo nessas posições que o mesmo muda o sentido do movimento. No momento que ele recebe a pressão dos gases da combustão, o pistão desloca-se transmitindo movimento ao virabrequim através do sistema biela-manivela. Como é extremamente solicitado durante o funcionamento do motor, sendo submetido a altas velocidades, elevadas temperaturas e pressões provenientes da combustão, é necessário o ajuste perfeito com a parede interna do cilindro, garantindo estanqueidade tanto a quente como a frio, além disso, o seu material precisa ser bom condutor térmico para facilitar a dissipação do calor recebido. O pistão é formado por cabeça e saia. Na cabeça existem ranhuras onde são montados os anéis de segmento, alguns deles têm a função de vedar a passagem dos gases durante sua compressão e combustão, e os outros são anéis de controle da lubrificação. A saia, localizada na parte inferior do êmbolo, tem função de manter o alinhamento com o cilindro e transferir calor para a parede do cilindro.

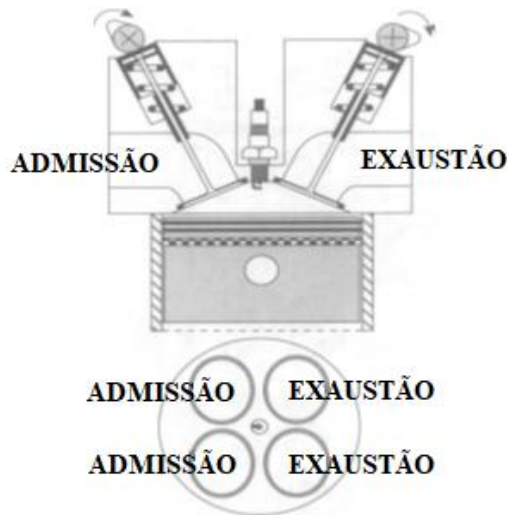
O componente responsável pela ignição por centelha chama-se vela, comumente instalada na cabeça do cilindro. A árvore de cames é responsável pela abertura e fechamentos das válvulas de admissão e escape, cada came atuando em uma válvula. Geralmente, são fabricados com aço forjado ou ferro fundido e sua rotação é transmitida pelo virabrequim por meio de sistemas de correia, engrenagens ou corrente. Em motores de 4 tempos de ignição por centelha, o eixo de cames gira com a metade da velocidade de rotação do virabrequim (PULKRABEK, 1997).

As válvulas permitem a entrada e saída do fluxo de gases durante ciclo do motor, abrindo ou fechando as vias do coletor e admissão ou de escape. As válvulas podem ser divididas em duas partes, cabeça e haste. A cabeça possui uma geometria que propicia o escoamento suave do fluxo de entrada ou saída de gases, e devido a conicidade na borda e auxiliada pela ação de uma mola, é feita a vedação comprimindo-a sobre a sua sede. A haste serve como guia e impulsor, como também ajuda na transmissão de calor.

Na Figura 2, é ilustrada a câmara de combustão de um motor de ignição por centelha, sendo ela composta por quatro válvulas, duas de escape e duas de

admissão. Esse modelo pode ser encontrado na grande maioria dos automóveis atuais, podendo variar o posicionamento das válvulas e da vela de acordo com cada projeto.

Figura 2 - Câmara de combustão de um motor si com 4 válvulas por cilindro



Fonte: Adaptado de Blair (1999).

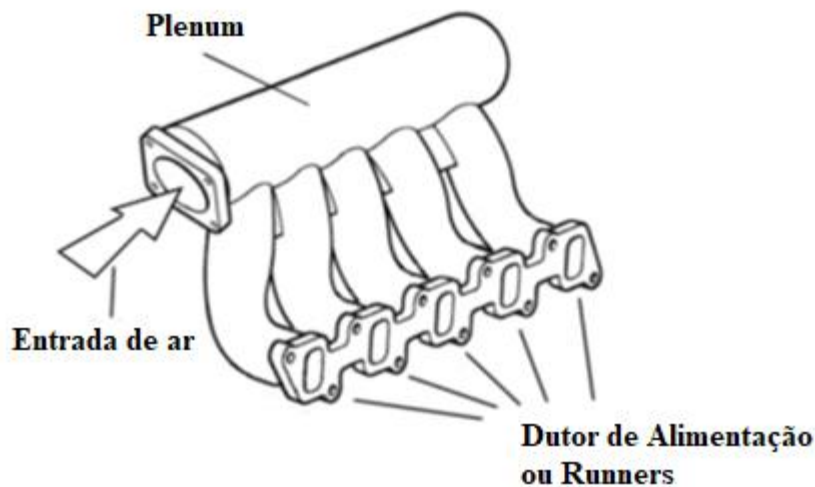
O Coletor de admissão e de escape complementam a montagem do motor de ignição por centelha, assim como outros componentes específicos, como: injetores de combustível, turbocompressor, sistema de ignição entre outros que serão abordados nos tópicos seguintes.

3.2 SISTEMA DE ADMISSÃO

O coletor de admissão é responsável pela distribuição do fluxo de ar admitido em cada cilindro do motor, para isso o mesmo possui condutos chamados de runners. O diâmetro interno dos runners precisa ser grande o bastante para não ocorrer uma alta resistência durante o fluxo de ar, resultando em uma baixa eficiência volumétrica. Por outro lado, o diâmetro interno dos runners, precisa ser pequeno o suficiente para assegurar uma alta velocidade e turbulência no fluxo de ar, melhorando a evaporação e na mistura ar-combustível (PULKRABEK, 1997).

Na Figura 3, é mostrado um exemplo de coletor de admissão, ilustrando seus componentes: os runners e o plenum. O plenum é conectado aos runners, tendo a função de responder às oscilações de pressão provenientes das aberturas e fechamentos das válvulas de admissão durante o ciclo.

Figura 3 - Exemplo de coletor de admissão

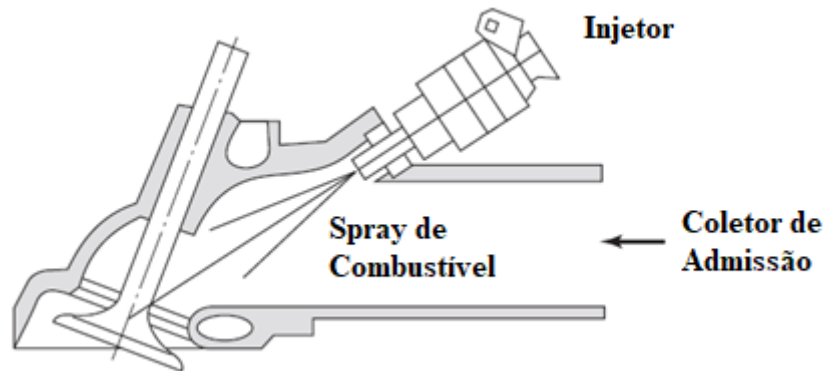


Fonte: Alves (2017).

O fluxo de ar transmitido através do coletor de admissão, é controlado pela válvula de aceleração (válvula borboleta) fixada na entrada de ar do coletor. Quando o carro não possui sistema de injeção de combustível, a válvula borboleta localiza-se dentro do carburador.

No sistema de injeção de combustível, os injetores podem estar localizados: próximos às válvulas de admissão de cada cilindro (*Port Fuel Injection* ou *Multi Point Injection*), diretamente dentro de cada cilindro (*Direct Injection* ou Injeção Direta) ou apenas um injetor monoponto na entrada de ar do coletor de admissão (*Throttle Body Injection*), a montante da válvula borboleta semelhantemente ao carburador. Na Figura 4, é mostrado um exemplo desse sistema usando injetores próximos às válvulas de admissão, podendo a injeção ser contínua ou intermitente, quando o spray de combustível é liberado o mesmo refrigera a superfície da válvula e inicia a sua vaporização. Quando o combustível é injetado próximo das válvulas de admissão, apenas uma pequena parte do coletor de admissão fica molhada, possibilitando o aumento do volume e extensão da parte seca do coletor, devido a isso torna-se possível a ocorrência de efeitos de ressonância, vulgarmente chamados “ram-pipes”, permitindo o aumento da eficiência volumétrica.

Figura 4 - Injetor de combustível



Fonte: Adaptado de Ferguson, Kirkpatrick (2016).

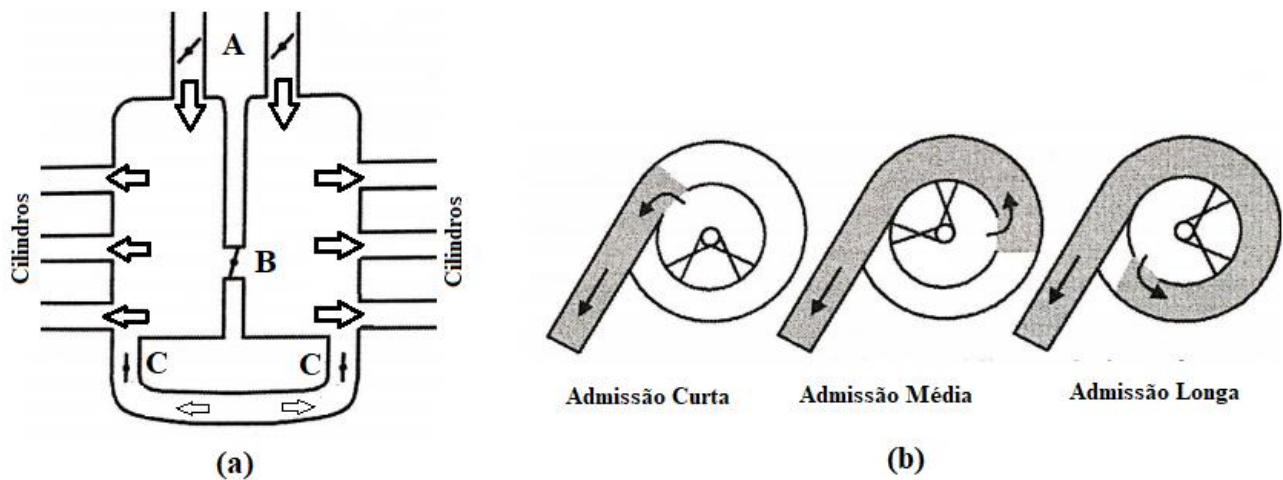
A maioria dos automóveis tem injetores instalados próximos às válvulas de admissão, alcançando durante a injeção de combustível uma pressão de 2 a 5 bar. Porém, há um crescente na utilização da injeção direta, que alcança uma pressão de injeção de combustível na ordem de 30 a 130 bar (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2016).

3.2.1 Coletor de admissão de geometria variável

No projeto de um coletor de admissão de geometria fixa, quando é especificado o comprimento do runner, determina-se que é possível otimizar a eficiência volumétrica quando o motor alcança uma velocidade de rotação específica. Porém, quando o motor opera em velocidades diferentes desta, a eficiência volumétrica cai consideravelmente. Como solução para os motores que possuem injeção de combustível direta ou do tipo *Port Fuel Injection*, foram desenvolvidos os coletores de geometria variável, Figura 5.

Na Figura 5(b), é mostrado um modelo de coletor de admissão que varia o comprimento dos dutos ou runners continuamente, porém o modelo mais encontrado no mercado é o da Figura 5(a), onde o coletor possui válvulas internas que o separam por partes, aumentando ou diminuindo a trajetória dos gases e dos volumes de ressonância.

Figura 5 - Coletores de admissão com geometria variável



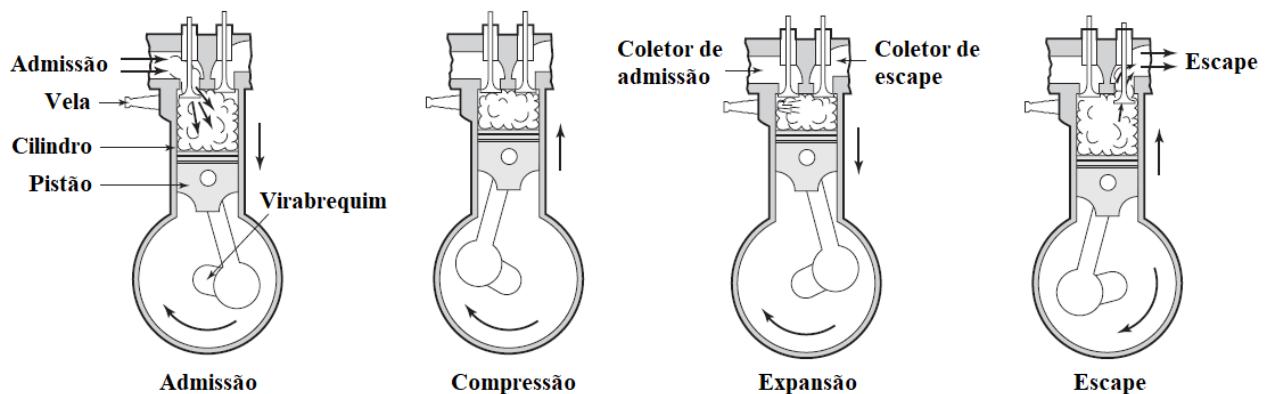
Fonte: Adaptado de Martins (2016).

Na Figura 5(a), verifica-se que o coletor de admissão pode possuir 3 geometrias diferentes, controladas pelas aberturas e fechamentos das válvulas “B” e “C”, variando suas características de ressonância. Quando as válvulas “B” e “C” estão fechadas, o processo de admissão funciona semelhante a um conjunto de 2 coletores, garantindo um bom enchimento a baixa rotação. Quando a válvula “C” é aberta, o comprimento e o volume dos dutos de ressonância aumentam, melhorando o respirar do motor sob velocidades mais elevadas, por fim, a válvula “B” é aberta com a finalidade de alcançar uma eficiência volumétrica desejada sob velocidades de rotação ainda mais altas, pois quando a mesma é aberta ocorre a interferência entre os cilindros dos 2 lados do coletor, melhorando ainda mais o respirar do motor (MARTINS, 2016).

3.3 FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Os motores de combustão interna de ignição por centelha operam segundo um ciclo de 4 tempos. Na Figura 6, são mostradas como ocorrem as etapas de seu funcionamento, na ilustração pode-se verificar uma sequência de operações, primeiramente ocorre a *Admissão* da mistura ar-combustível, seguida pela *Compressão* e ignição dos mesmos, na terceira etapa ocorre a *Expansão* devido à alta pressão resultante da combustão, e na última fase ocorre o *Escape* dos gases queimados.

Figura 6 - Os 4 tempos de um motor de ignição por centelha



Fonte: Adaptado de Ferguson; Kirkpatrick (2016).

Durante a etapa de **Admissão**, o pistão se movimenta do Ponto Morto Superior (PMS) até o Ponto Morto Inferior (PMI) com a válvula de admissão aberta e a válvula de exaustão ou escape fechada. Durante esse movimento há um aumento no volume na câmara de combustão, que por sua vez resulta na criação de um vácuo. Essa diferença de pressão gerada no sistema de admissão faz com que o ar que está numa pressão atmosférica fora da câmara de combustão seja puxado para dentro do cilindro. Na medida que o ar passa através do sistema de admissão, o combustível é adicionado na quantidade desejada por meio de injetores ou um carburador.

Na segunda etapa do ciclo, chamada de **Compressão**, no momento que o pistão alcança o PMI a válvula de admissão se fecha e o mesmo retorna em direção ao PMS, comprimindo e elevando a temperatura da mistura ar/combustível no cilindro. Quando o mesmo está muito próximo ao PMS, a ignição é finalmente realizada através da liberação de faísca durante o acionamento da vela, provocando a combustão dos gases. A combustão eleva aos níveis altíssimos a temperatura e a pressão interna no cilindro, como também transforma a composição da mistura ar/combustível gerando os produtos de exaustão.

A terceira etapa do ciclo é conhecida como **Expansão**, ainda com as válvulas fechadas, a alta pressão proporcionada pelo processo de combustão empurra o pistão para PMI, durante o movimento do PMS até o PMI o volume interno no cilindro aumenta, diminuindo a pressão e temperatura. Esta etapa do ciclo é responsável pela produção de trabalho mecânico do motor.

A quarta etapa do ciclo, chama-se **Exaustão** ou *Escape*. Ao final do processo de expansão, quando o pistão está muito próximo a PMI, então a válvula de exaustão é aberta, gerando um diferencial de pressão entre os gases que estão no cilindro e o sistema de escape que está sob pressão atmosférica. Isto faz com que os gases provenientes da combustão sejam puxados em direção ao sistema de escape. Após a rápida evacuação desses gases, o cilindro ainda continua com parte dos gases de exaustão, porém numa pressão próxima à atmosférica, e ainda com a válvula de escape aberta o pistão avança do PMI ao PMS expulsando o restante dos gases. Estes gases que são liberados durante a exaustão possuem uma quantidade significativa de entalpia, diminuindo a eficiência do processo, porém os mesmos podem ser utilizados, por exemplo, em sistemas de sobrealimentação que será comentando mais adiante. Quando o pistão está próximo ao PMS, a válvula de admissão começa a abrir e a de exaustão começa a fechar, esse momento onde ambas as válvulas estão abertas chama-se sobreposição de válvulas. Vale salientar que a válvula de admissão estará completamente aberta e a de exaustão completamente fechada, quando o pistão alcançar o PMS, e assim iniciando-se um novo ciclo.

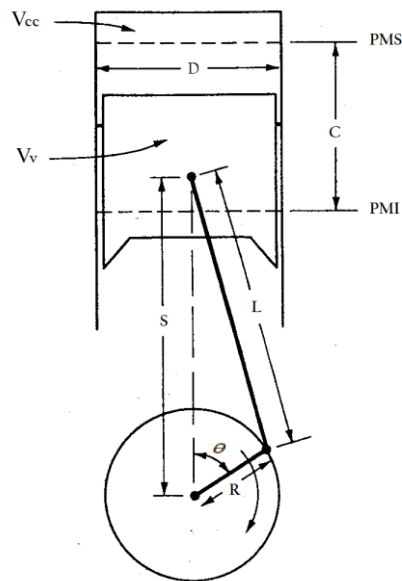
3.4 PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

Os parâmetros geométricos básicos e operacionais que caracterizam os motores de combustão interna são de grande importância para a avaliação dos mesmos. Os principais fatores são: consumo de combustível, desempenho do motor em relação ao seu alcance operacional, custo inicial do motor, facilidade para instalação, ruído, vibração, emissão de poluentes, confiabilidade e durabilidade do motor. Estes parâmetros são fundamentais durante a escolha de um motor, pois de acordo com a necessidade do comprador ou avaliador, as características econômicas e de desempenho, por exemplo, podem ter sua ordem de preferência.

3.4.1 Parâmetros geométricos

Na Figura 7, é mostrado uma geometria básica de motor usada como referência para os cálculos citados a diante.

Figura 7 - Geometria básica do motor



Fonte: Adaptado de Heywood (1988).

A taxa de compressão “ ε ” pode ser definida como a razão entre os volumes internos na câmara de combustão, correspondendo ao volume da câmara de combustão quando o pistão está no PMI, sendo este a soma entre o volume mínimo da câmara de combustão “ V_{cc} ” e do volume varrido “ V_v ” pelo pistão, dividido pelo volume da câmara de combustão quando o pistão está no PMS, como mostrado na Eq. 1. O volume máximo é alcançado quando o pistão está no PMI e o mínimo no PMS.

$$\varepsilon = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_v + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (1)$$

Vale salientar que o raio “ R ” do virabrequim é igual a metade do curso “ C ” do pistão.

3.4.2 Parâmetros operacionais

O torque “ T ” de um motor geralmente é medido através de testes em bancada utilizando um freio dinamométrico conectado ao eixo do motor, quando motor está em certa velocidade o mesmo é “travado” pelo freio dinamométrico, onde por meio de uma célula de carga mede-se a força exercida, permitindo o cálculo do torque através do produto pela distância, perpendicular à força, entre a célula de

carga e o centro do rotor do freio dinamométrico. Martins (2016) afirma que, a potência efetiva " P_e " é representada pelo produto entre o torque e a velocidade angular.

O consumo específico do combustível (BSFC – *Brake Specific Fuel Consumption*) é um parâmetro utilizado para mensurar a vazão mássica de combustível por unidade de potência útil produzida pelo motor. Logicamente, é preferível que o valor do consumo específico de combustível seja baixo, em motores de ignição por centelha, sendo os melhores valores encontrados em média, 75 [$\mu g/J$] ou 270 [g/kWh] (HEYWOOD, 1988).

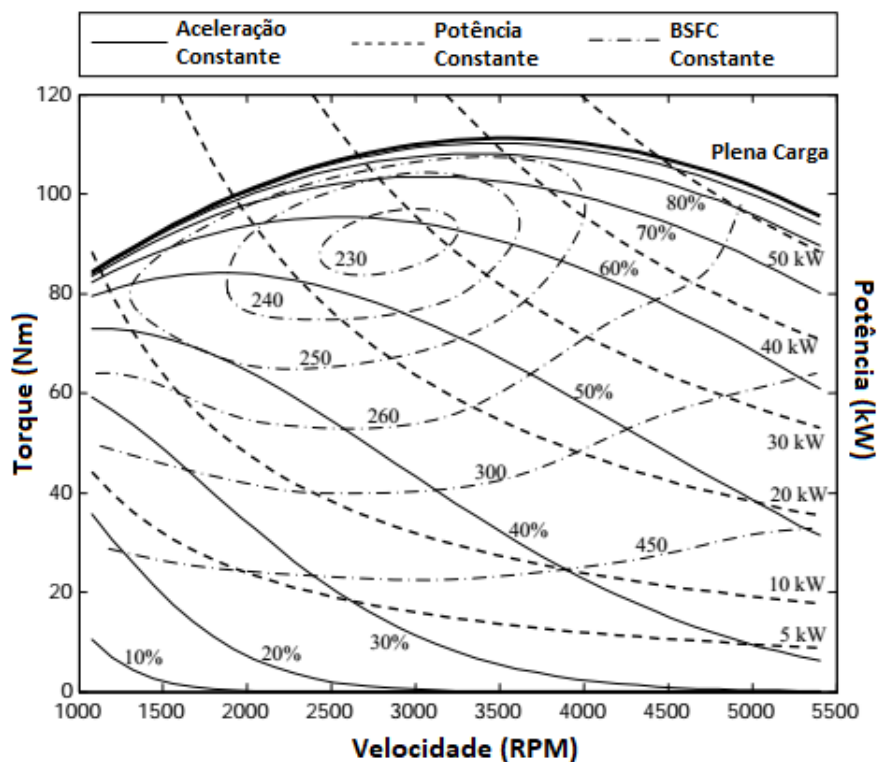


Figura 8 - Parâmetros operacionais do motor

Fonte: Adaptado de Mashadi, Crolla (2012).

No mapa da Figura 8, é mostrado como esses parâmetros operacionais são relacionados por meio de curvas características. Pode ser visto que sob uma determinada condição de aceleração constante, representada pelo percentual de abertura da válvula borboleta, o motor apresenta um consumo específico de combustível (BSFC), um torque e uma potência ideais dentro de intervalos de velocidade de rotação específicos.

A eficiência da conversão do combustível em potência útil (P_e) pode ser calculada pela razão entre potência útil produzida pelo motor por ciclo, e a energia fornecida pela combustão do combustível por ciclo. A energia produzida através da queima do combustível é obtida por meio do produto entre vazão mássica de combustível (\dot{m}_f , em g/s) e do poder calorífico inferior do combustível (Q_{pi} , em J/g). Esta eficiência pode ser chamada de rendimento total do motor (η_T), conforme descrito na Eq. 2 abaixo.

$$\eta_T = \frac{P_e}{\dot{m}_f * Q_{pi}} \quad (2)$$

3.4.3 Relação ar-combustível

Durante o ciclo de funcionamento de um motor SI, certa quantidade de ar e combustível é admitida na câmara de combustão, vale salientar que a quantidade de ar é limitada pelo volume interno que é varrido pelo pistão. As relações ar/combustível (A/F) e combustível/ar (F/A), são definidas como a razão dos valores das vazões mássicas de ar e combustível por ciclo, conforme mostrado nas Equações 3 e 4 abaixo.

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_f} \quad (3)$$

$$F/A = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar}} \quad (4)$$

3.4.4 Parâmetros adicionais

A pressão média efetiva “ p_{me} ” é um parâmetro relevante para comparação entre motores. Através dela é possível saber a relação entre o trabalho realizado por unidade de volume varrido pelo pistão, como mostrado na Eq. 5. Logo, é possível saber dentre os motores com a mesma cilindrada ou volume varrido, qual produzirá um maior trabalho líquido, e sob mesmas condições de velocidade de rotação, qual deles produzirá maior potência.

$$p_{me} = \frac{\text{Trabalho líquido}}{\text{Volume varrido}} \quad (5)$$

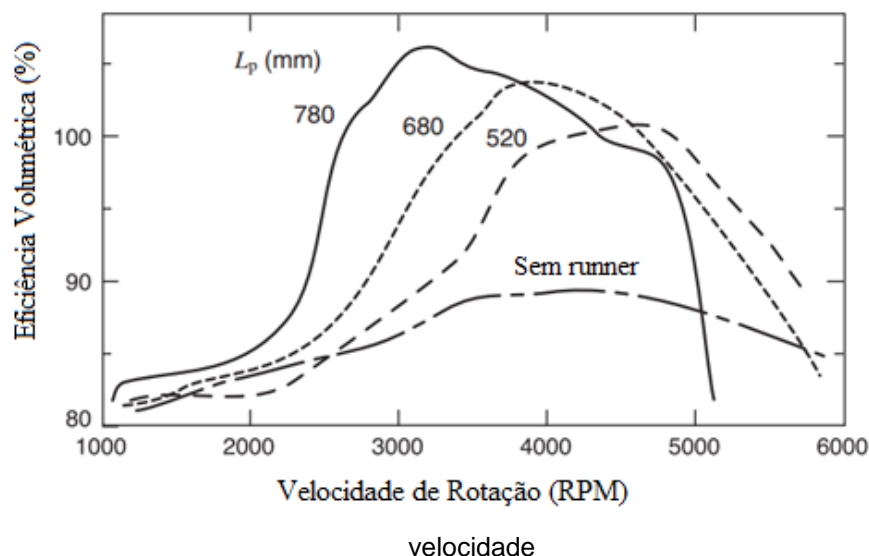
3.4.5 Eficiência volumétrica

Segundo Heywood (1988), o sistema de admissão - filtro de ar, carburador, válvula borboleta, coletor de admissão, válvulas e portas de admissão - restringe a quantidade de ar que um motor de ignição por centelha pode induzir. O parâmetro que mede a efetividade do processo de admissão de um motor é a eficiência volumétrica " η_v ". O cálculo é feito pela relação entre o volume de ar que entra no sistema de admissão a cada ciclo e o volume de ar varrido pelo cilindro, Eq. 6. Sendo " ρ_{ar} ", a densidade do ar que entra no sistema, " n_t " o número de tempos do ciclo e " N " a velocidade de rotação do motor.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{ar} V_v N} * \frac{n_t}{2} \quad (6)$$

Ferguson e Kirkpatrick (2016) afirmam, que os valores da eficiência volumétrica são sensíveis a variação no comprimento dos tubos do coletor de admissão (*runners*) e às velocidades de rotação do motor. Um coletor de admissão que possui runner com determinado comprimento fixo, possui uma eficiência volumétrica máxima para uma condição de velocidade particular, tendo decréscimos em outras condições de velocidade.

Figura 9 - Relação entre eficiência volumétrica e comprimento do runner sob diferentes condições de



Fonte: Ferguson, Kirkpatrick (2016).

Na Figura 9, pode-se observar a relação que a eficiência volumétrica possui com determinados valores de comprimentos dos runners, sob variadas condições de velocidade. Martins (2016), afirma que nas condições de admissão é possível

fornecer ao motor mais ar do que caberia no seu volume varrido, o que justifica alguns valores de eficiência volumétrica encontrados no gráfico da Figura 9. Ferguson e Kirkpatrick (2016) afirmam, que analisando a relação existente entre o comprimento dos runners do coletor de admissão e a velocidade no qual o motor atinge eficiência volumétrica máxima, exibida no gráfico da Figura 9, chega-se à conclusão de que o comprimento dos runners é inversamente proporcional à velocidade de rotação que proporciona a eficiência volumétrica máxima.

Segundo Taylor (1985), o número de Mach (*Inlet Mach Index*) pode ser utilizado para análise e definição da eficiência volumétrica, pois ele pode ser definido como a razão entre a velocidade que o ar entra no cilindro através da válvula de admissão, e a velocidade sonora calculada durante a admissão de ar. Considerando A_c como a área da região que passa de fluxo de ar durante abertura da válvula (*Valve “curtain” area*), “ C_D ” como o coeficiente de descarga (*Discharge coefficient*) e “ A_e ” sendo a área efetiva da abertura da válvula (*Effective flow area*) definida como uma área da passagem de ar desprezando-se as perdas por atrito, com isso Stone (1999) determinou uma relação entre esses termos, conforme Equações 7 e 8.

$$A_c = \pi L_v D_v \quad (7)$$

Onde:

L_v = Comprimento axial do levantamento da válvula (*Axial valve lift*)

D_v = Diâmetro da válvula

$$C_D = \frac{A_e}{A_c} \quad (8)$$

Stone (1999) relata que ao traçar uma curva de “ A_e ” em relação ao ângulo de biela-manivela “ θ ”, e calcular a média dos valores de “ A_e ”, obtendo a média da área efetiva “ $\overline{A_e}$ ”, e após isso, dividi-la por uma área de referência baseada no diâmetro da válvula “ D_v ”, obtêm-se um coeficiente de fluxo médio “ $\overline{C_d}$ ”, mostrado na Eq. 9.

$$\overline{C_d} = \frac{\overline{A_e}}{\frac{\pi D_v^2}{4}} \quad (9)$$

Stone (1999) afirma que a taxa de variação de volume na câmara de combustão “ \dot{V}_{cc} ” é igual ao produto entre a velocidade média que o ar entra durante a abertura da válvula e a área efetiva média, visto na Eq. 10.

$$\dot{V}_{cc} = \overline{v_p} * \frac{\pi D^2}{4} \quad (10)$$

Onde:

$\overline{v_p}$ = Velocidade média do pistão

D = Diâmetro do pistão

Dividindo " \dot{V}_{cc} " por " $\overline{A_e}$ " obtemos a velocidade média de admissão de ar, representada por " s ". Lembrando que o número de Mach " Z ", é a razão entre a velocidade média de admissão de ar e a velocidade do som, conforme Eq. 11, temos:

$$Z = \frac{s}{c} = \left(\frac{D}{D_v} \right)^2 * \frac{\overline{v_p}}{c * C_d} \quad (11)$$

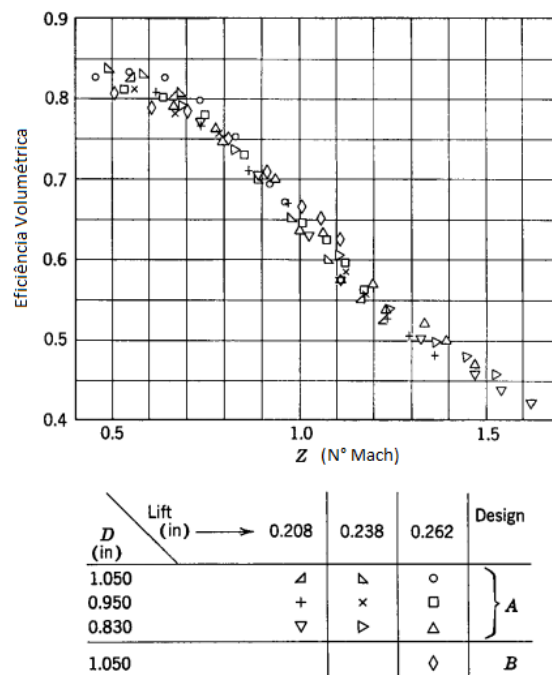


Figura 10 - Relação entre eficiência volumétrica e o nº de Mach

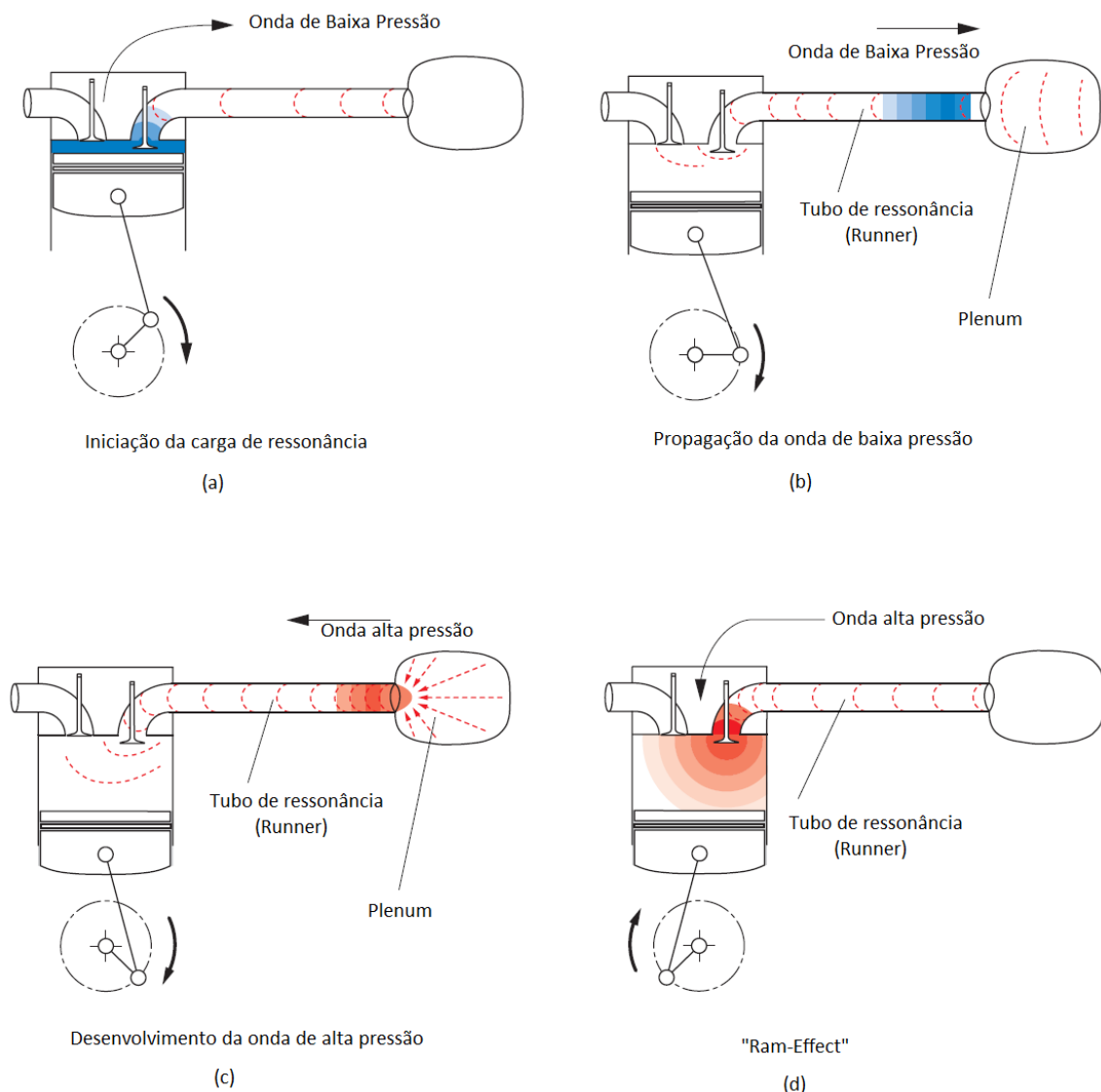
Fonte: Taylor (1985).

No gráfico da Figura 10, Taylor (1985) mostra que a eficiência volumétrica varia em função do número de Mach. Com isso, variando o diâmetro e o comprimento do levantamento da válvula, foram encontrados valores de eficiência volumétrica desejáveis quando o número de Mach é menor que 0,6.

3.5 PRODUÇÃO DE CARGA DE RESSONÂNCIA NO COLETOR DE ADMISSÃO

Em sistemas de admissão que utilizam injetores multiponto, ou seja, injetores próximos das válvulas de cada cilindro ou diretamente instalados no cilindro, durante a abertura e fechamento das válvulas de admissão, ocorre a produção de ondas de pressão infinitesimal que trafegam na velocidade do som (c_0) dentro do coletor de admissão. Na Figura 11, é ilustrado como é gerada a carga de ressonância dentro do coletor de admissão, e através dela como é acrescida a eficiência volumétrica.

Figura 11 - Carga de ressonância dentro coletor de admissão



Fonte: Adaptado de Volkswagen.

Na Figura 11(a), observa-se que quando há abertura da válvula de admissão e o pistão dirige-se ao PMI, ocorre a redução da pressão próximo a válvula de

admissão, gerando um gradiente de pressão entre as extremidades do runner. No momento que a válvula de admissão se abre e o pistão começa a se deslocar em direção ao PMI, um vácuo é gerado na entrada da válvula de admissão, sugando o ar para dentro do cilindro, e essa baixa pressão é propagada através do runner até a extremidade aberta e interligada ao plenum. Este processo pode ser visto na Figura 11(b), sendo representado como uma onda de baixa pressão que se propaga através dos runners ou tubo de ressonância até a extremidade, na saída do plenum.

É mostrado na Figura 11(c), que a pressão no plenum é significativamente superior à baixa pressão atuante na extremidade do runner, sendo a pressão no plenum aproximadamente igual a pressão atmosférica. Portanto, devido à esta diferença de pressão, o ar presente no plenum é sugado para dentro do runner gerando uma onda de alta pressão que se propaga no sentido inverso, na direção da válvula de admissão. Finalmente, na Figura 11(d), é mostrado o momento em que a onda de alta pressão refletida chega no cilindro, empurrando a massa de ar para dentro da câmara de combustão através da válvula de admissão ainda aberta, este carregamento de ar a alta pressão continua até o momento em que se igualam as pressões dentro do cilindro e acima da válvula de admissão, fechando-se a válvula de admissão. Quando a onda de alta pressão chega na porta de admissão de ar do cilindro quando a válvula ainda está aberta, como mencionado na descrição da Figura 11(d), ocorre um processo chamado *Ram-Effect*, proporcionando o alcance de valores elevados de eficiência volumétrica, pois é admitida uma maior massa ar durante a admissão.

O tempo " t " requerido para que as ondas de baixa e alta pressão percorram a distância de ida e volta entre a entrada da válvula de admissão e a saída do plenum, como exemplificado na Figura 11, pode ser considerado constante, pois este tempo é representado pela divisão desta distância pela velocidade do som, onde ambos são constantes. Entretanto, vale salientar que o tempo de abertura da válvula de admissão é dependente da velocidade de rotação do motor, pois à medida que a velocidade do motor aumenta o tempo de abertura da válvula de admissão diminui, ou seja, o tempo de entrada de ar diminui. Portanto, a associação entre o tempo de propagação das ondas de pressão e o tempo de abertura de válvula devem estar perfeitamente ajustada para que ocorra o *Ram-Effect* em uma determinada velocidade de rotação, havendo tempo de suficiente para que a onda

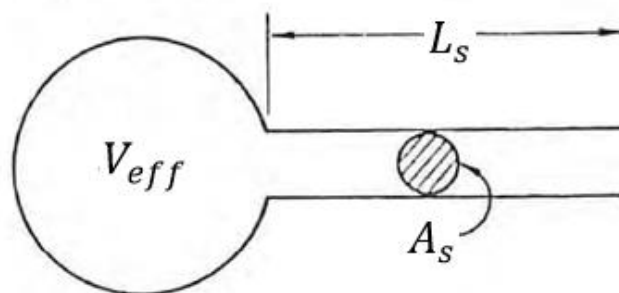
de alta pressão de ar chegue no cilindro antes que a válvula feche. Com isso, chega-se à conclusão de que quanto maior a distância entre a entrada da válvula de admissão e a saída do plenum, maior será o tempo “ t ”, sendo propício o alcance de uma eficiência volumétrica máxima, ou seja, a ocorrência de uma maior massa de ar admitida produzida pelo *Ram-Effect*, quando o tempo de abertura da válvula de admissão também é maior, situação característica de quando o motor opera em baixas velocidades de rotação.

Através de análises acústicas, sabendo-se que as ondas infinitesimais de pressão trafegam na velocidade do som (c_0), é possível fazer uma relação entre a velocidade de rotação do motor (N_t , em RPM) e o comprimento do runner (L_t), como visto na Eq. 12, sendo $a \cong 7,5$ (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2016).

$$N_t = \frac{ac_0}{L_t} \text{ [rpm]} \quad (12)$$

O fluxo de ar no sistema de admissão, em um motor de 4 tempos de apenas 1 cilindro, também pode ser modelado segundo o ressonador de Helmholtz, Figura 12. Através deste modelo, é possível deduzir a equação da frequência de ressonância das ondas de pressão “ f_r ”, mostrada na Eq. 16, resultante da sincronia entre o sistema de admissão de ar e o movimento do pistão, e consequentemente a equação da velocidade de rotação do motor “ N_t ”, mostrada na Eq. 17, na qual há o aumento do fluxo de ar devido ao *Ram-Effect*.

Figura 12 - Ressonador de Helmholtz



Fonte: Adaptado de Stone (1999).

O volume efetivo do ressonador de Helmholtz (V_{eff}), visto na Eq. 13, é descrito com a metade do volume varrido (V_v) somado ao volume mínimo da câmara de combustão (V_{cc}), pois é considerado que quando o pistão está situado nesta

posição, sua velocidade está próxima do seu máximo valor e a pressão do sistema de admissão está próxima do seu valor mínimo (HEYWOOD, 1988).

$$V_{eff} = \frac{V_v}{2} + V_{cc} \quad (13)$$

Fazendo operações algébricas na Eq. 1, assume-se que o volume mínimo da câmara de combustão (V_{cc}) é igual a:

$$V_{cc} = \frac{V_v}{\varepsilon - 1} \quad (14)$$

Manipulando as Equações 13 e 14, temos:

$$V_{eff} = \frac{V_v}{2} \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} \right) \quad (15)$$

A frequência de ressonância (f_r , em Hz), deduzida através do ressonador de Helmholtz, é igual a:

$$f_r = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{A_s}{L_s V_{eff}}} \quad (16)$$

Conforme indicado na Figura 12:

A_s = Área da seção transversal do tubo [m²]

L_s = Comprimento do tubo [m]

Na Eq. 17 abaixo, pode-se ver velocidade de rotação do motor (N_t) influenciada pelo *Ram-Effect*, sendo " L_{eff} " o comprimento efetivo e " D_{eff} " o diâmetro efetivo do sistema de admissão do ressonador de Helmholtz.

$$N_t = \frac{15}{\pi} c_0 \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \pi D_{eff}^2}{L_{eff} V_{eff}}} \quad (17)$$

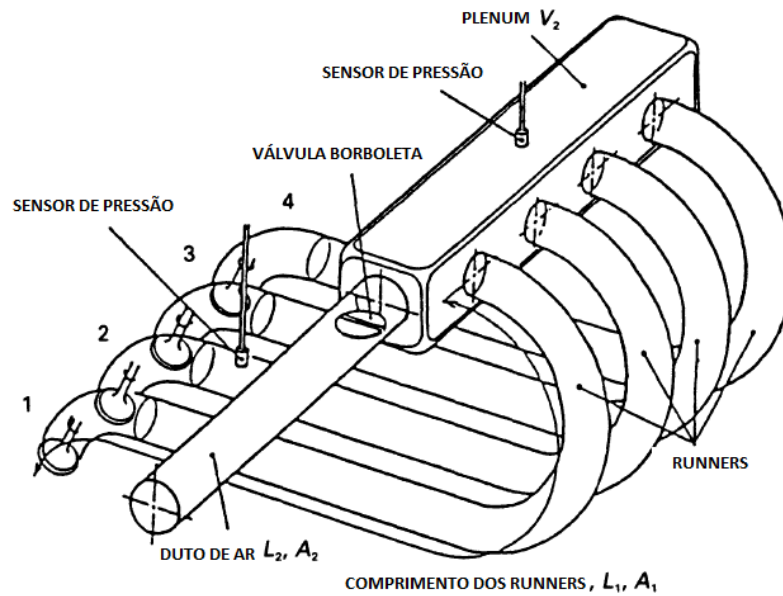
Uma maneira alternativa para modelagem do sistema de admissão, é considerar que a ressonância ocorre em um tubo com uma de suas extremidades fechada, com isso utiliza-se a frequência de ressonância fundamental, mostrada na Eq. 18.

$$f_r = \frac{c_0}{4L_{eff}} \quad (18)$$

Onde, o comprimento efetivo do sistema de admissão (L_{eff}) pode ser admitido, como:

$$L_{eff} = L_s + 0,3d \quad (19)$$

Figura 13 - Sistema de admissão de ar para análise da ressonância com 2 graus de liberdade



Fonte: Adaptado de Ohata e Ishida (1982) apud Stone (1999).

Stone (1999) afirma que para motores multicilíndricos, o sistema de ressonância de Helmholtz assume que os volumes externos, que influenciam na ressonância dentro do sistema de admissão de ar, podem ser usados para introduzir mais de um grau de liberdade. Na Figura 13, os dutos de comprimento (L_1, L_2), com áreas da seção transversal (A_1, A_2), e com volumes (V_1, V_2), formam um sistema de admissão que promove uma ressonância com dois graus de liberdade, e consequentemente com duas frequências ressonâncias positivas, mostradas na Eq. 20.

As frequências de ressonâncias são iguais a:

$$f_r = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{(ab + a + 1) \pm \sqrt{[(ab + a + 1)^2 - 4ab]}}{2ab\left(\frac{L}{A}\right)_1 V_1}} \quad (20)$$

Os valores de “ a ”, “ b ” e “ V_1 ”, mostrados na Eq. 20, são:

$$a = \frac{L_2 A_1}{L_1 A_2} \quad (21)$$

$$b = V_2 / V_1 \quad (22)$$

$$V_1 = V_{eff} \quad (23)$$

3.6 GT-POWER E SUAS APLICAÇÕES

Segundo a Gamma Technology (2003), o GT-POWER, é um software de simulação 1D vastamente utilizado nas indústrias para avaliação da performance de motores automotivos. Através dos seus recursos e modelos físicos, é possível analisar vários parâmetros de performance do motor e suas características de desempenho, incluindo:

- Curvas de torque e potência, vazão mássica de ar, eficiência volumétrica, consumo de combustível, emissões;
- Variação do tempo e elevação de válvula;
- Análise acústica dos sistemas de admissão e exaustão;
- Análise térmica dos componentes do coletor de admissão e cilindro;
- Entre outros.

O GT-POWER, tem sido reconhecido por seu alto grau de precisão na previsão do comportamento de fenômenos complexos relacionados a motores. No seu núcleo, o solucionador GT-POWER baseia-se na solução 1D das equações de Navier-Stokes, sob regimes não estacionários e não lineares. Além disso, há solucionadores de modelos termodinâmicos e fenomenológicos para capturar os efeitos da combustão, transferência de calor, evaporação, turbulência, fluxo no cilindro, entre outros. Esta combinação de solucionadores fornece precisão nos resultados tanto a nível macro, fornecendo valores de torque, vazão mássica de ar, etc., bem como a nível micro, como por exemplo, a pressão no cilindro em função do ângulo do conjunto biela-manivela (GAMMA TECHNOLOGY, 2003).

De forma complementar, Gervásio (2017) afirma que a fluidodinâmica computacional 1D aplicada na análise de motores de combustão interna, consegue

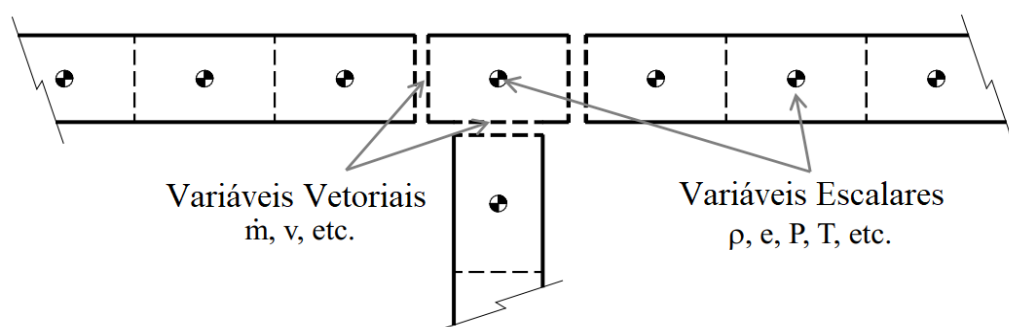
prever o comportamento do motor em seus aspectos mecânicos, térmicos e fluidodinâmicos assim como, os parâmetros de desempenho, sendo possível reduzir o tempo de desenvolvimento e custo do projeto.

3.6.1 Equações governantes no GT-POWER

Para descrição do princípio de cálculo, utilizado pelo GT-POWER, foi utilizado o manual *Flow Theory* da Gamma Technologies, versão 2016. O modelo de cálculo fluidodinâmico utilizado pelo GT-POWER envolve a solução de equações governantes da conservação da continuidade, do momento e da energia. Essas equações são resolvidas em 1D, o que significa que todos os parâmetros são médios ao longo da direção do fluxo. Existem duas opções de métodos de integração no tempo, o implícito e o explícito, nos quais afetam as variáveis da solução e o tempo das iterações. Neste trabalho, a simulação foi efetuada pelo método de integração explícito, detalhado adiante.

O sistema é completamente discretizado em vários volumes, onde cada bifurcação (*flowsplits*) é representada por um único volume, e cada tubo é dividido em vários volumes. Esse tipo de discretização é chamado de “grade escalonada” ou “*staggered grid*”, conforme mostrado na Figura 14. Esses volumes estão conectados pelos seus limites ou contornos de cada elemento da malha. As variáveis escalares, tais como: pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, entre outras, são assumidas como uniformes em cada volume. As variáveis vetoriais, tais como: vazão mássica, velocidade, fração de fluxo de massa, entre outras, são calculadas em cada limite da malha discretizada.

Figura 14 - Esquema da discretização por grade escalonada



Fonte: Adaptado de Gamma Technologies (2016).

As equações de conservação solucionadas pelo GT-POWER são mostradas abaixo. O lado esquerdo das equações representa a variação no tempo das variáveis principais da solução.

Continuidade

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{limites} \dot{m} \quad (24)$$

Energia

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{limites} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluido} - T_{parede}) \quad (25)$$

Entalpia

$$\frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum_{limites} (\dot{m}H) + V \frac{dp}{dt} - hA_s(T_{fluido} - T_{parede}) \quad (26)$$

Momento

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{limites}(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dx A}{D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (27)$$

Onde:

\dot{m} : vazão mássica dentro do volume limitado;

m : massa do volume;

V : volume;

p : pressão;

ρ : densidade;

A : área da seção ao longo do tubo;

A_s : área superficial de transferência de calor;

e : energia interna total específica (energia interna mais energia cinética por unidade de área);

H : entalpia específica total;

h : coeficiente de transferência de calor;

T_{fluido} : temperatura do fluido;

T_{parede} : temperatura da parede;

u : velocidade da região limite;

C_f : Fator de Atrito de Fanning;

K_p : coeficiente de perda de pressão;

D : diâmetro equivalente;

dx : comprimento do elemento de massa na direção do fluxo;

dp : diferencial de pressão agindo ao longo de " dx ".

As principais variáveis da solução pelo método explícito são a taxa de fluxo de massa, a densidade e a energia interna, calculadas por meio das equações de conservação já citadas. Neste método, o lado direito das equações de conservação 24, 25, 26, 27 é calculado utilizando valores provenientes dos tempos de passo de cálculo anteriores. Após o cálculo do lado esquerdo das equações acima, que representam a variação no tempo das variáveis principais da solução, é realizado no próximo passo de tempo de cálculo o processo de integração no tempo, onde são calculados os valores das variáveis principais da solução pelo método explícito, permitindo que no passo de tempo de cálculo seguinte, já sejam utilizados os valores das mesmas. Durante a resolução pelo método explícito, apenas são utilizados os dados do subvolume em questão e dos subvolumes vizinhos. Os cálculos efetuados pelo método explícito são diretos e não requerem iterações. Para garantir a estabilidade numérica, o passo de tempo de cálculo (*Time Step*) deve satisfazer a condição determinada por Courant, que relaciona o comprimento do elemento discretizado e o passo de tempo de cálculo, como mostrado nas Eqs 28 e 29. Para tubos sem bifurcações, a condição de Courant é mostrada pela Eq. 28 abaixo.

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0,8 * m \quad (28)$$

Onde:

Δt : passo de tempo de cálculo[s];

Δx : comprimento mínimo do elemento discretizado [m];

u : velocidade do fluido [m/s];

c : velocidade do som [m/s];

m : multiplicador do passo de tempo especificado pelo usuário no *RunSetup* ($m \leq 1$);

Para bifurcações, o método para o cálculo do passo de tempo de cálculo é similar ao utilizado na condição de Courant, sendo descrito pela Eq. 29 abaixo.

$$\Delta t \propto \frac{\rho V}{\rho A_{eff} c} \quad (29)$$

Onde:

V : volume da bifurcação [m³];

ρ : densidade do fluido [kg/m³];

A_{eff} : área de fluxo [m²].

Para determinação da área de fluxo A_{eff} , que influencia diretamente o passo de tempo de cálculo do elemento discretizado de uma bifurcação, o critério determinado é que dentre as áreas de cada terminal de fluxo da bifurcação, é considerada a maior delas.

A aplicação do método explícito é indicada, quando é requerido um alto grau de precisão no cálculo dos parâmetros que caracterizam um fluxo altamente instável. Portanto, pode se dizer que esse método produz uma maior precisão no cálculo das pulsações de pressão que ocorrem no fluxo de ar e nos sistemas de injeção de combustível de um motor, ou seja, este método é requerido quando a previsão da dinâmica das ondas de pressão é importante.

3.6.1.1 Perdas de fluxo

O coletor de admissão possui uma geometria composta por tubos retos, tubos bifurcados ou *flowsplits*, com variações de comprimento e diâmetro. Portanto, o fluxo de ar nesses tubos está sujeito a perdas de pressão devido a ocorrência de afunilamentos, curvaturas ou seções transversais irregulares, o fluxo de ar também

está sujeito a perdas por atrito dependendo da rugosidade da parede interna dos tubos. Vale salientar que no corpo do coletor de admissão, além dos runners e dos tubos bifurcados, também há orifícios e portas de injeção de combustível que contribuem para o aumento das perdas devido ao atrito, devido às curvas e mudanças na área.

A taxa de transferência de calor nos componentes do sistema de admissão do motor, também tem um efeito considerável na vazão mássica do gás de admissão e na eficiência volumétrica. Uma maior transferência de calor no sistema aquecerá o gás, elevando sua temperatura. Segundo Gamma Technologies (2016), a eficiência volumétrica é proporcional à temperatura média do gás de admissão, visto que se alterado 1% desta temperatura, a eficiência volumétrica também será alterada em cerca de 1%.

3.6.1.2 Perdas por atrito

As perdas devido ao atrito ao longo das paredes da tubulação não só do coletor de admissão como de todo sistema de admissão, influenciam diretamente a eficiência volumétrica do motor, estas perdas podem ser calculadas utilizando o Fator de Atrito de Fanning “ C_f ” em função do número de Reynolds e da rugosidade da parede. Com isso, o Fator de Atrito de Fanning pode ser utilizado na Equação 27 do momento.

Numa tubulação de seção circular, quando o regime de escoamento for laminar, sendo o número de Reynolds menor que 2000, o Fator de Atrito de Fanning é calculado segundo a Equação 30 abaixo.

$$C_f = \frac{16}{Re_D} \quad (30)$$

Onde:

C_f : Fator de Atrito de Fanning;

Re_D : Número de Reynolds baseado no diâmetro do tubo.

Em um regime de escoamento turbulento, onde o número de Reynolds é maior que 4000, o Fator de Atrito de Fanning em uma tubulação de seção circular pode ser calculado de duas formas. Em casos onde a tubulação apresenta

rugosidade nula, o Fator de Atrito de Fanning é calculado segundo a Equação 31. Porém, em casos onde a tubulação apresenta rugosidade maior que zero, o valor do Fator de Atrito de Fanning é maior e pode ser calculado segundo a Equação 32.

$$C_f = \frac{0,08}{Re_D^{0,25}} \quad (31)$$

$$C_f = \frac{0,25}{\left(2 * \log_{10} \left(\frac{D}{2\varepsilon}\right) + 1,74\right)^2} \quad (32)$$

Onde:

D : diâmetro do tubo;

ε : altura da rugosidade da tubulação.

O número de Reynolds para um fluxo em regime de transição é definido como $2000 < Re < 4000$. Para realização do cálculo do Fator de Fricção para fluxo em regime de transição, é feito uma interpolação linear entre os valores do Fator de Fricção em regime de escoamento laminar e turbulento.

Para tubulações retas ou curvas, o Coeficiente de Perdas por Atrito “ K_f ” pode ser calculado utilizando a Equação 33 abaixo, onde “ L ” é o comprimento do tubo e “ D ” é o diâmetro do tubo.

$$K_f = 4C_f \frac{L}{D} \quad (33)$$

3.6.1.3 Perdas de pressão

As perdas de pressão numa tubulação devido aos afunilamentos, curvas ou seções irregulares, são especificadas pelo Coeficiente de Perda Pressão “ K_p ”, definido pela Equação 34 abaixo, vale salientar que “ K_p ” é utilizado na Equação 27 de conservação do momento, logo, influenciando diretamente no cálculo da vazão mássica e consequentemente na eficiência volumétrica.

$$K_p = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (34)$$

Onde:

p_1 : pressão total na entrada [Pa];

p_2 : pressão total na saída [Pa];

ρ : densidade do fluido na entrada [kg/m³];

V_1 : velocidade de entrada [m/s].

Considerando as perdas por pressão e por atrito, o GT-POWER considera que o Coeficiente de Perdas Total “ K_{total} ” numa tubulação de seção constante é soma dos Coeficientes de Perdas por Atrito e Pressão.

O Coeficiente de Perda de Pressão não deve ser utilizado nos cálculos de perdas em elementos da tubulação que causam expansões ou contrações abruptas, para esses casos as perdas devem ser calculadas utilizando o Coeficiente de Descarga “ C_D ”.

3.6.1.4 Coeficiente de descarga

O Coeficiente de Descarga “ C_D ” das válvulas, orifícios e estrangulamentos não somente do coletor de admissão, mas também de todo sistema de admissão está diretamente ligado com a eficiência volumétrica. Estes orifícios e válvulas requerem “ C_D ” em ambas as direções do fluxo. O Coeficiente de Descarga dos orifícios e estrangulamentos do coletor de admissão, é calculado utilizando a equação da velocidade isentrópica para fluxo através de um orifício, sendo ele definido como a razão entre a área de fluxo efetiva e a área de fluxo de referência. Sendo o fluxo no coletor composto exclusivamente por ar, o Coeficiente de Descarga é obtido utilizando as Equações 35, 36 e 37 abaixo.

$$\dot{m} = A_{eff} \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} \quad (35)$$

$$\rho_{is} = \rho_0 (P_r)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (36)$$

$$U_{is} = \sqrt{RT_0} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - P_r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (37)$$

Onde:

\dot{m} : vazão mássica;

A_{eff} : área de fluxo efetiva;

ρ_{is} : densidade do fluido no orifício;

U_{is} : velocidade isentrópica no orifício;

C_D : Coeficiente de Descarga;

A_R : área de fluxo de referência;

ρ_0 : densidade de estagnação a jusante;

P_r : razão da pressão absoluta (pressão estática na saída/ pressão total na entrada);

γ : razão do calor específico

T_0 : temperatura de estagnação a jusante;

R : constante dos gases.

3.6.1.5 Transferência de calor

O fenômeno de transferência de calor que ocorre no sistema de admissão, tem grande influência na eficiência volumétrica do motor. O aquecimento do ar, provocado pelas altas temperaturas das válvulas de admissão, por exemplo, fazem com que a densidade do ar seja reduzida, diminuindo a massa de ar que entra do cilindro e conseqüentemente também reduzindo a eficiência volumétrica. A transferência de calor do fluido para as paredes dos tubos e bifurcações é calculada utilizando o Coeficiente de Transferência de Calor " h_g ", este coeficiente é obtido utilizando a analogia de Colburn para escoamento laminar, mostrado na Eq. 38, e turbulento, mostrado na Eq. 39.

$$h_g = \left(\frac{1}{2}\right) C_f \rho U_{eff} C_p Pr^{\left(-\frac{2}{3}\right)} \quad (38)$$

$$h_{g,rough} = h_g \left(\frac{C_{f,rough}}{C_f}\right)^n \quad (39)$$

$$n = 0,68 * Pr^{0,215} \quad (40)$$

Onde:

C_f : fator de atrito de Fanning para superfície sem atrito;

ρ : densidade do fluido;

U_{eff} : velocidade efetiva fora da camada limite;

C_p : calor específico;

Pr : número de Prandtl;

$h_{g,rough}$: Coeficiente de Transferência de Calor para superfície com rugosidade;

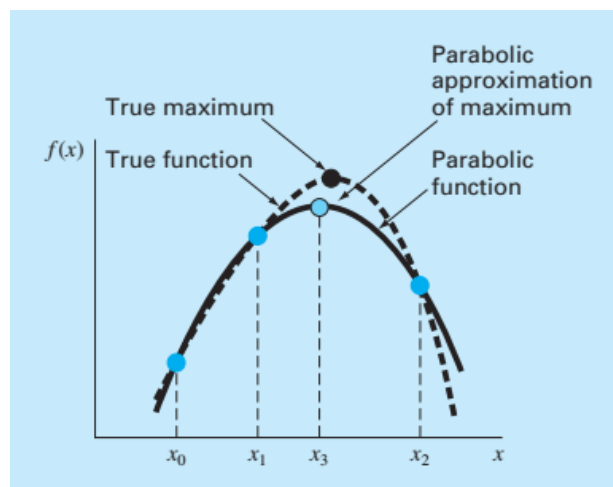
$C_{f,rough}$: fator de atrito de Fanning para superfície com rugosidade;

3.7 MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO DE BRENT

O método de otimização de Brent, é chamado de híbrido, pois combina a confiabilidade do método *Golden-Section Search* (Interpolação Seccional) com a rapidez, porém não confiável, do método de Interpolação Parabólica. Primeiramente é aplicado o método da Interpolação Parabólica, caso não esteja havendo convergência durante as iterações, aplica-se o método *Golden-Section Search* que é mais lento, porém mais confiável.

Dado um intervalo de uma função contendo três pontos $[x_0, x_1, x_2]$, onde “ $x_0 < x_1 < x_2$ ”, através do método de interpolação parabólica é possível conhecer o valor de “ x ” pertencente a este intervalo, no qual “ $f(x)$ ” é máximo. Para isto, é gerado uma curva parabólica que se aproxima da curva “ $f(x)$ ”, conforme mostrado na Figura 15, onde a equação da curva é derivada e igualada a zero, sendo assim estimado o valor de “ x ” otimizado.

Figura 15 - Descrição gráfica da interpolação parabólica



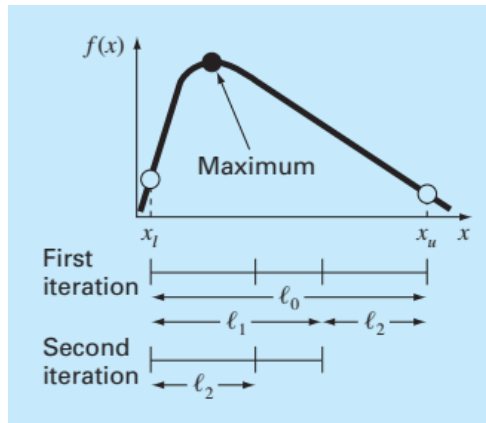
Fonte: Chapra (2015).

Este método é iterativo e pode ser demonstrado através de manipulações algébricas que tem como resultado a Eq. 41, mostrada abaixo, onde “ x_0 ”, “ x_1 ” e “ x_2 ” são os valores iniciais e “ x_3 ” é o valor de “ x ” que correspondente ao valor máximo da curva parabólica, dentro do intervalo fornecido. Depois da geração deste novo ponto, há estratégias para seleccionar quais pontos serão utilizados na próxima iteração. Se o valor de “ x_3 ” for maior do que o valor do ponto intermediário “ x_1 ”, “ x_3 ” se tornará o novo “ x_1 ”, o “ x_1 ” se tornará o novo “ x_0 ”, o “ x_2 ” se manterá fixo e o antigo “ x_0 ” será excluído. Se o valor de “ x_3 ” for menor do que o valor do ponto intermediário “ x_1 ”, “ x_3 ” se tornará o novo “ x_1 ”, o “ x_1 ” se tornará o novo “ x_2 ”, o “ x_0 ” se manterá fixo e o antigo “ x_2 ” será excluído (CHAPRA, 2015). Vale salientar que quando tem-se inicialmente apenas os dois pontos extremos do intervalo, por exemplo “ x_0 ” e “ x_2 ”, o ponto intermediário “ x_1 ” será ponto médio entre “ x_0 ” e “ x_2 ”. O critério de parada será igual ao do método *Golden-Section Search*, determinado através do calculado de um erro máximo que deve ser menor ou igual ao erro predeterminado pelo programador, este critério de parada será comentado a diante.

$$x_3 = \frac{f(x_0)(x_1^2 - x_2^2) + f(x_1)(x_2^2 - x_0^2) + f(x_2)(x_0^2 - x_1^2)}{2f(x_0)(x_1 - x_2) + 2f(x_1)(x_2 - x_0) + 2f(x_2)(x_0 - x_1)} \quad (41)$$

Para realizar o método *Golden-Section Search* ou de Interpolação Seccional, inicia-se com a determinação de um intervalo inicial, chamado de *unimodal*, onde há um valor máximo da função neste intervalo. A nomenclatura adotada para o valor mais baixo e mais alto deste intervalo será “ x_l ” e “ x_u ”, respectivamente. Para detectar onde o valor máximo da função ocorre, é necessário a determinação de dois pontos dentro do intervalo predeterminado, só assim as iterações para escolha do valor do “ x ” otimizado podem iniciar.

Figura 16 - Descrição gráfica do “Golden Ratio”



Fonte: Chapra (2015).

O gráfico da Figura 16, ilustra como é determinada a constante “R” chamada “golden ratio”, utilizada no cálculo dos pontos internos do intervalo. Pode-se ver que o intervalo de comprimento “ l_0 ” é seccionado em dois subintervalos “ l_1 ” e “ l_2 ”, e estes subintervalos seguem a proporcionalidade descrita pela Eq. 42. Considerando que o “golden ratio” é a razão entre “ l_2 ” e “ l_1 ”, mostrado na Eq. 43, é possível por meio da substituição da Equação 43 na 42, seguido da efetuação de operações algébricas e resolução das raízes da equação do segundo grau gerada, determinar que o “golden ratio” é igual a 0,61803.

$$\frac{l_1}{l_0} = \frac{l_1}{l_1 + l_2} = \frac{1}{1 + \frac{l_2}{l_1}} = \frac{l_2}{l_1} \quad (42)$$

$$R = \frac{l_2}{l_1} \quad (43)$$

Para determinação dos pontos internos do intervalo, chamados de “ x_1 ” e “ x_2 ”, é calculada uma distância “ d ”, mostrada na Eq. 44, que é o produto do “golden ratio” pelo comprimento do intervalo $[x_l, x_u]$ de cada iteração.

$$d = \frac{\sqrt{5} - 1}{2} (x_u - x_l) \quad (44)$$

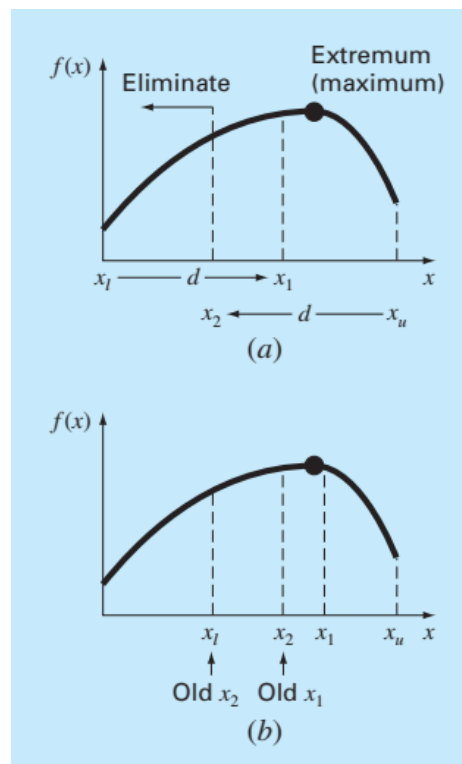
Utilizando o valor de “ d ”, calcula-se “ x_1 ” e “ x_2 ”, conforme mostrado nas Eqs. 45 e 46. No gráfico da Figura 17(a), são exibidos os posicionamentos de “ x_1 ” e “ x_2 ”.

$$x_1 = x_l + d \quad (45)$$

$$x_2 = x_u - d \quad (46)$$

Depois de obterem-se os pontos internos requeridos, é necessária a avaliação do intervalo $[x_l, x_2, x_1, x_u]$ para determinar qual a tendência de crescimento da função. Para isto, Chapra (2015) afirma que, conforme a Figura 17(b), se " $f(x_1) > f(x_2)$ ", então o domínio de " x " à esquerda de " x_2 ", ou seja, entre " x_l e x_2 ", é eliminado pois o valor máximo de " $f(x)$ " não está contido neste intervalo. Neste caso, " x_2 " se torna o novo " x_l " para a próxima iteração, assim como " x_1 " se torna o novo " x_2 " e " x_u " mantém-se inalterado, sendo assim, o novo " x_1 " é calculado por meio da Eq. 45 utilizando-se os novos valores do intervalo, completando o novo intervalo que será reavaliado em cada iteração. Chapra (2015) também afirma que, se " $f(x_2) > f(x_1)$ ", então o domínio de " x " à direita de " x_1 ", ou seja, entre " x_1 e x_u ", é eliminado pois o valor máximo de " $f(x)$ " não está contido neste intervalo. Neste caso, " x_1 " se torna o novo " x_u " para a próxima iteração, assim como " x_2 " se torna o novo " x_1 " e " x_u " mantém-se inalterado, sendo assim, o novo " x_2 " é calculado por meio da Eq. 46 utilizando-se os novos valores do intervalo, completando o novo intervalo que será reavaliado em cada iteração.

Figura 17 - Descrição gráfica do "Golden-Section Search"



Fonte: Chapra (2015).

O critério de parada do método de Brent é determinado ou pelo número máximo de iterações ou pela comparação da distância máxima entre os dados estimados “ $\Delta x_{m\acute{a}x}$ ”, determinada pelo método *Golden-Section Search* e mostrado na Eq. 47, com a tolerância (tol) especificada pelo software, e neste caso, as iterações são interrompidas quando “ $\Delta x_{m\acute{a}x} \leq tol$ ”. No caso do GT-POWER, Gamma Technologies (2016) diz que a tolerância para método de Brent é igual 50% da resolução especificada multiplicada pelo tamanho do intervalo inicial, conforme mostrado na Eq. 48.

$$\Delta x_{m\acute{a}x} = (1 - R)(x_u - x_l) \quad (47)$$

$$tol = 50\% * Resolu\c{c}\~{a}o(\%) * (x_{u(inicial)} - x_{l(inicial)}) \quad (48)$$

4 METODOLOGIA

Neste capítulo, serão mostradas as metodologias utilizadas para realização da simulação. Primeiramente, será detalhada como foi realizada a conversão do modelo do motor turbo fornecido pela FCA, desenvolvido por Gervásio (2017), em motor aspirado. Esta conversão do motor E.torQ 1.6L 16v turbo em aspirado, foi possível devido ao fato de o modelo turbo modelado no GT-POWER já ter sido correlacionado, ou seja, validado experimentalmente. Após isto, foi exposta a metodologia utilizada no processo de otimização, que visa otimizar o comprimento dos runners do coletor de admissão objetivando a maximização da eficiência volumétrica em cada velocidade de rotação imposta. O processo de validação foi aplicado às simulações realizadas utilizando cada comprimento de runner obtido pelo processo de otimização, desta forma, foi aplicada relação entre a frequência de Helmholtz e a velocidade da rotação em que o motor atinge uma máxima eficiência volumétrica. Por fim, foi explicado quais os critérios para definição das propostas do novo coletor de admissão de geometria variável.

4.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE O MOTOR ANALISADO

O motor estudado, é o motor Fiat Chrysler E.torQ 1.6L 16v aspirado, com quatro cilindros, Flex Fuel e utilizando o combustível E22, ou seja, um combustível com 22% de álcool e 78% de gasolina. Este tipo de motor é vastamente utilizado nos carros desenvolvidos pela Fiat no Brasil, tais como: Jeep Renegade, Fiat Idea, Fiat Siena, entre outros. Um dos modelos de motor da família E.torQ pode ser visto na Figura 18.

O presente trabalho deriva do estudo desenvolvido por Gervásio (2017), que modelou o motor E.torQ 1.6L 16v turbo, previamente correlacionado, ou seja, posto em bancada e submetido a aquisição de dados por meio de dinamômetros e diversos sensores sob determinadas condições de aceleração, sendo esses dados posteriormente utilizados para validar a modelagem do mesmo via simulação numérica CFD 1D, utilizando o GT-POWER. A modelagem CFD 1D é obtida por meio da captação das geometrias CAD 3D de todos os volumes internos dos sistemas de descarga, sistemas de aspiração, geometrias internas do cabeçote,

assim como da captação de todos os parâmetros dimensionais, térmicos e materiais do motor. Assim, é possível a modelagem do motor em 1D no GT-POWER. Após a simulação pode-se comparar os resultados da simulação no GT-POWER com os dados obtidos na bancada de dinamômetros, analisando as curvas de torque, curvas de potência, eficiência volumétrica, pressões médias efetivas, temperaturas entre outros parâmetros, podendo assim verificar a qualidade da correlação entre o modelo experimental e numérico.

Figura 18 - Motor E.Torq 1.6L SOHC 16v flex fuel



Fonte: Fiatpress.com.br apud Gervásio (2017).

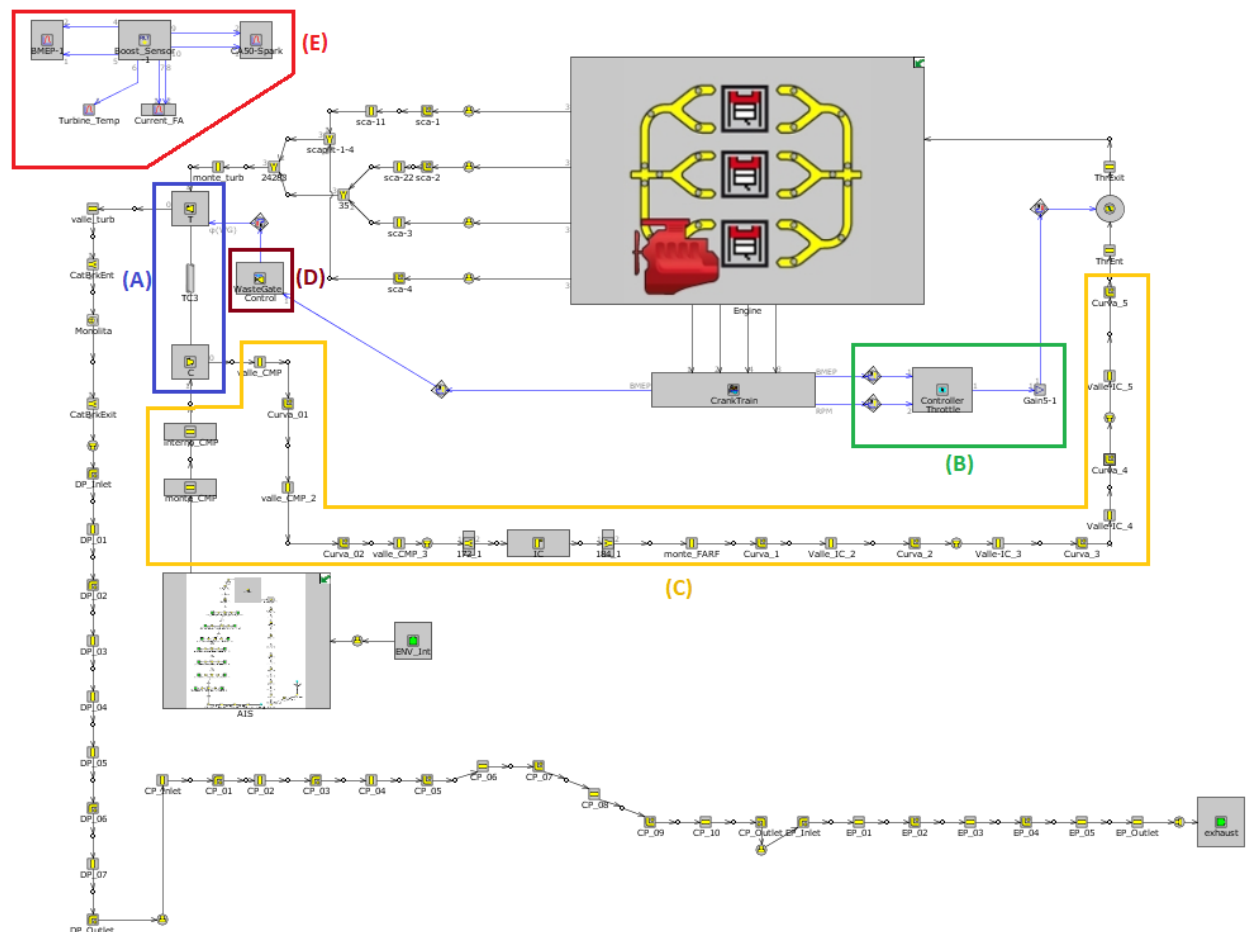
Gervásio (2017) afirma que, com a modelagem do motor totalmente correlacionada, representando o motor em banco de dinamômetro, todos os tipos de modificações estruturais que influenciam nos parâmetros de desempenho do motor podem ser efetuados com segurança utilizando o modelo do motor correlacionado no GT-POWER. Assim, evitando a utilização do método de tentativa e erro durante o desenvolvimento de um motor.

Dessa forma, a proposta desta dissertação é o estudo da conversão do modelo de motor E.torQ 1.6L 16v Turbo, modelado por Gervásio (2017), no modelo de motor E.torQ 1.6L 16v aspirado, objetivando melhorar a performance do motor por meio da otimização do comprimento dos runners do coletor de admissão, como também, através do desenvolvimento de um coletor de admissão de geometria variável.

4.2 METODOLOGIA DA SIMULAÇÃO NO GT-POWER

Para a conversão do motor E.torQ 1.6L 16v Turbo no motor E.torQ 1.6L 16v aspirado foram feitas mudanças estruturais. Primeiramente foi retirado o conjunto turbocompressor, mostrado na Figura 19(a). Em seguida foi removida a tubulação que interligava o compressor à entrada do conjunto borboleta, mostrado na Figura 19(c), sendo o sistema de admissão de ar diretamente ligado a entrada da válvula borboleta.

Figura 19 - Motor E.Torq 1.6L 16v turbo



Fonte: O autor (2018).

Também foi removido o controlador de aceleração (*Controller Throttle*) que determina o ângulo da válvula borboleta durante cada regime de velocidade que o motor é submetido. Gervásio (2017), condicionou o funcionamento do *Controller Throttle* em função do sinal da pressão média efetiva predeterminada para cada condição de velocidade analisada, submetendo o motor a diferentes cargas ou condições de aceleração. Neste trabalho, foi determinado que o motor simulado atua em plena carga, logo, torna-se desnecessário a utilização do *Controller Throttle*,

mostrado na Figura 19(b), com isso, a válvula borboleta foi fixada como ângulo de 90°, caracterizando a condição de plena carga.

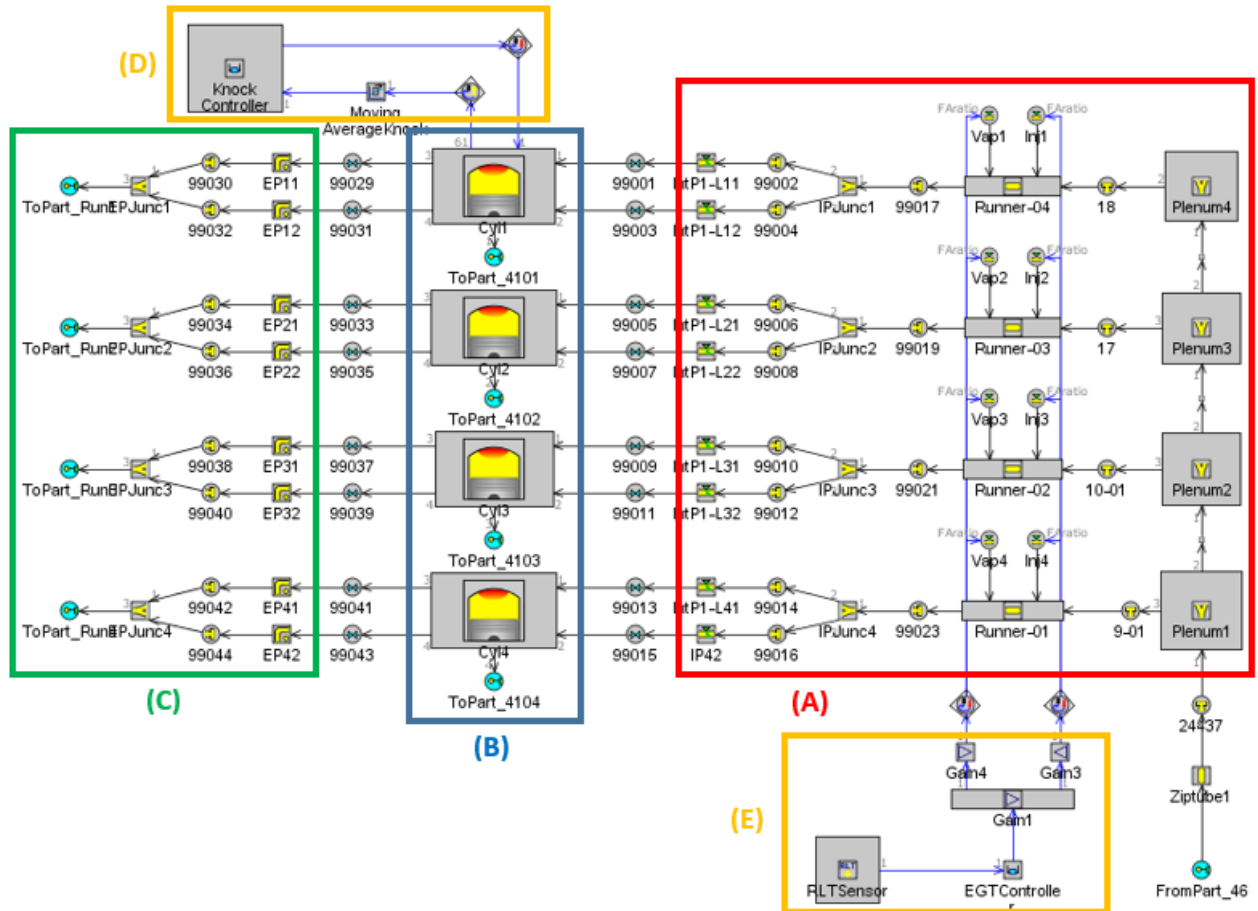
O *Wastegate Control*, mostrado na Figura 19(d), é um dispositivo interligado à turbina do turbocompressor que tem a função de regular a pressão no qual os gases de escape passam pela turbina. Como o turbocompressor foi removido, logicamente o *Wastegate Control* também foi retirado do modelo. Outro equipamento que foi removido foi o *Boost Sensor*, mostrado na Figura 19(e), que permite que qualquer variável se torne um sinal de controle, ou seja, através dele é possível monitorar os resultados das variáveis solicitadas e com estes dados alimentar, por exemplo o *Wastegate Control*, ajudando no controle do processo de simulação. O motivo da remoção do *Boost Sensor* foi que, após a remoção do turbocompressor, os resultados do monitoramento não têm influência nos cálculos da simulação do motor aspirado operando em plena carga.

Na Figura 20, é apresentado a modelagem do cabeçote juntamente com o coletor de admissão do motor E.torQ 1.6L 16v aspirado. Nela, pode-se observar as partes do coletor de admissão, mostrado na Figura 20(a), destacando-se o plenum, os runners que foram submetidos ao processo de otimização do seu comprimento em relação a eficiência volumétrica. Pode-se ver em destaque os cilindros, mostrado na Figura 20(b), que são parametrizados não só geometricamente, como também em função nas condições de transferência de calor, combustão e fluxo que são submetidos, destacando-se a parametrização da taxa de compressão com o valor igual a 12,5. Na Figura 20(c), vê-se a parte inicial do conduto dos gases de escape que são conectados às portas de escape do cabeçote.

Após todas as modificações estruturais apresentadas, o modelo de combustão utilizado neste trabalho fica caracterizado como preditivo com controle de detonação sob plena carga, este também foi um dos modelos apresentados no trabalho do Gervásio (2017). Para implantação do modelo com controle de detonação, é instalado um controlador do tipo *PIDControllerKnock*, mostrado na Figura 20(d), interligado ao cilindro *Master* com o objetivo de prever a ocorrência de uma detonação e corrigir o processo de combustão através de ajustes no avanço de ignição (*Spark Timing*). O modelo de predição da detonação também é auxiliado pela adição de um controlador de enriquecimento da mistura combustível/ar,

mostrado na Figura 20(e), que objetiva a limitação da temperatura média dos gases de escape, sendo essa temperatura predeterminada e igual a 1223 °C.

Figura 20 - Cabeçote e coletor de admissão do motor E.Torq 1.6L 16v aspirado



Fonte: O autor (2018).

Na Figura 21, é mostrado o motor E.torQ 1.6L 16v aspirado obtido após todas as alterações estruturais especificadas anteriormente. Na Figura 21(a), é mostrado de forma representativa a modelagem da tubulação, juntamente com o filtro de ar, do sistema de admissão de ar do automóvel. Na Figura 21(b), pode ser vista a válvula borboleta na qual designa-se a carga de aceleração do motor. Na Figura 21(d), é representado de forma minimizada a modelagem do cabeçote e coletor de admissão, como também, a parte inicial da tubulação dos gases de exaustão que foram exibidas anteriormente na Figura 20. Na Figura 21(c), é mostrado a modelagem do restante da tubulação de escape, que se prolonga desde a saída das portas de exaustão do cabeçote até a saída no ambiente externo.

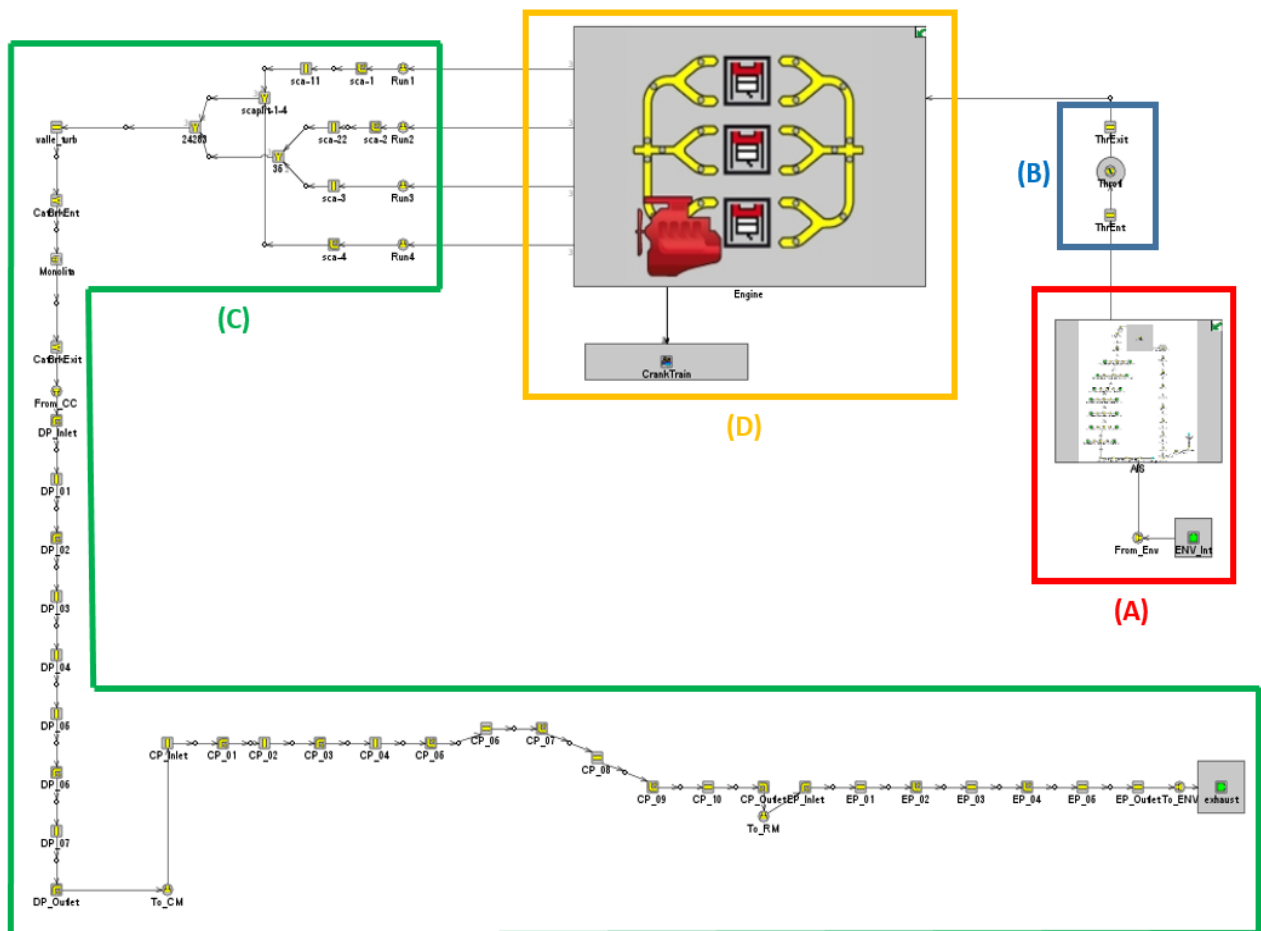


Figura 21 - Motor E.Torq 1.6L 16v aspirado

Fonte: O autor (2018).

4.3 PRINCÍPIOS NUMÉRICOS DO GT-POWER

Para descrição das equações que o GT-POWER utiliza durante o cálculo dos parâmetros de performance do motor, utilizou-se o manual *Engine Performance Application* da Gamma Technologies, versão 2016. A seguir, serão apresentados os parâmetros de performance que serão analisados e suas respectivas equações, empregadas pelo GT-POWER.

4.3.1 Eficiência volumétrica

Nos motores de ignição por centelha, a eficiência volumétrica e, portanto, o fluxo de ar, é um dos parâmetros de desempenho mais influentes, pois afeta diretamente o torque do motor quando a razão combustível/ar é fixa. Os fatores que mais influenciam na eficiência volumétrica são as válvulas de admissão e escape,

portas de admissão “*intake ports*”, os runners, o plenum e as temperaturas das paredes do coletor de admissão. No GT-POWER, o cálculo da eficiência volumétrica (η_v) é feito utilizando a Eq. 49 abaixo.

$$\eta_v = \frac{\sum_{i=1}^{n^o \text{ cilindros}} \oint \dot{m}_{ub,nf,i} dt}{\rho_{ar,amb} V_v} \quad (49)$$

Onde:

$\dot{m}_{ub,nf,i}$: vazão mássica instantânea do gás (não queimado, sem combustível), o ar admitido, através de todas as válvulas de admissão do cilindro “i” [kg/s];

$\rho_{ar,amb}$: densidade do ar a pressão e temperatura ambiente [kg/m³];

V_v : volume varrido [m³].

4.3.2 Torque e potência

Para análise da performance do motor estudado, além da eficiência volumétrica que é um parâmetro de performance diretamente ligada ao sistema de admissão de ar, também foram feitas análises do torque e da potência do motor funcionando com o coletor de admissão parametrizado com diferentes comprimentos de runners. Abaixo, são mostradas as equações que o GT-POWER utiliza no cálculo do Torque, Torque Indicado, Torque de Atrito, Potência Efetiva, Potência Indicada e Potência de Atrito, e também de variáveis auxiliares como a Pressão Média Efetiva, Pressão Média Indicada e Pressão Média de Atrito.

Na Equação 50 é mostrada a fórmula da Potência Efetiva (P_e) utilizada pelo software durante a simulação.

$$P_e = \frac{\oint T_b(t) N dt}{\oint dt} \left(\frac{2\pi}{6000} \right) [kW] \quad (50)$$

Onde:

$T_b(t)$: torque instantâneo [Nm];

N : velocidade instantânea do motor [RPM].

Para o cálculo da Potência Indicada (P_i), que é desenvolvida dentro dos cilindros por meio da pressão da combustão da mistura ar/combustível, o software utiliza a Equação 51 é mostrada abaixo.

$$P_i = \frac{pmi * V_v * N_t}{n_r} \left(\frac{1}{600} \right) [kW] \quad (51)$$

Onde:

pmi : pressão média indicada [bar];

V_v : volume varrido [litros];

N_t : velocidade de rotação do motor [RPM];

n_r : número de revoluções por ciclo;

A Pressão Média Indicada (pmi), que é pressão dos gases dentro do cilindro, é obtida utilizando a Equação 52 mostrada abaixo.

$$pmi = \frac{\sum_{i=1}^{n^o \text{ cilindros}} \oint \frac{P_i dV_i}{V_{v,i}}}{n^o \text{ cilindros}} [bar] \quad (52)$$

Onde:

P_i : pressão instantânea no cilindro “i” [bar]

$V_{v,i}$: volume varrido instantâneo no cilindro “i” [m³]

Na Eq. 53 é mostrada a fórmula da Velocidade do Motor (N_t) utilizada durante a simulação, porém nos casos analisados neste trabalho foram predeterminadas todas as velocidades de rotação do moto, sendo elas constantes em cada caso simulado.

$$N_t = \frac{\oint N dt}{\oint dt} [rpm] \quad (53)$$

A Eq. 54, mostra como é calculada a Pressão Média de Atrito (pma), resultante do atrito entre os pistões e os cilindros, arvores de cames entre outros acessórios do motor.

$$pma = \frac{\sum_{i=1}^{n^o \text{ cilindros}} A + B(P_{max,i}) + C(\bar{S}_i) + D(\bar{S}_i^2)}{n^o \text{ cilindros}} [bar] \quad (54)$$

Onde:

A : Parte constante da fórmula da “ pma ”;

B : Fator da pressão de pico no cilindro;

C : Fator da velocidade média do pistão;

D : Fator do quadrado da velocidade média do pistão;

$P_{max,i}$: Pressão máxima no cilindro “ i ” durante o ciclo;

\bar{S}_i : Velocidade instantânea no pistão “ i ”.

A Potência de Atrito (P_a), descrita como a potência perdida devido a atrito dos componentes do motor durante seu funcionamento, é mostrada na Eq. 55.

$$P_a = \frac{pma * V_v * N_t}{n_r} \left(\frac{1}{600} \right) [kW] \quad (55)$$

Na Equação 56 é mostrada a fórmula utilizada pelo software para o cálculo da Pressão Média Efetiva (pme), que também pode ser obtida pela subtração entre pressão média indicada e a pressão média de atrito.

$$pme = \frac{2\pi n_r(T)}{V_v} (10^{-5}) [bar] \quad (56)$$

Onde:

T : Torque.

Utilizando as variáveis mencionadas anteriormente, pode-se ver nas Equações 57, 58 e 59, respectivamente, as equações do Torque (T), Torque Indicado (T_i) e Torque de Atrito (T_a), utilizadas pelo software durante a simulação. Através mesmas são calculados os dados do torque para cada condição de velocidade do motor preestabelecida, e são traçados os gráficos que serão analisados.

$$T = \frac{P_e}{N_t} \left(\frac{6000}{2\pi} \right) [N.m] \quad (57)$$

$$T_i = \frac{V_v(pmi)}{2\pi n_r} (100) [N.m] \quad (58)$$

$$T_a = \frac{V_v(pma)}{2\pi n_r} (100) [N.m] \quad (59)$$

4.3.3 Consumo específico de combustível

O consumo específico do combustível (BSFC – *Brake Specific Fuel Consumption*) é um parâmetro utilizado para mensurar a vazão mássica de combustível por unidade de potência útil produzida pelo motor, e o GT-POWER utiliza a Equação 60, mostrada abaixo.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \left[\frac{g}{Kwh} \right] \quad (60)$$

4.4 METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

Para realização da otimização do comprimento dos runners em relação à eficiência volumétrica, foi utilizado o método Brent. Conforme citado anteriormente, os runners do coletor de admissão de geometria fixa possuem um comprimento ideal para cada velocidade de rotação do motor. Sabendo que, o fluido que trafega no coletor de admissão do motor estudado é apenas o ar, e que a eficiência volumétrica é diretamente proporcional a vazão mássica de ar que é admitido na câmara de combustão a cada ciclo, chega-se à conclusão de que para a determinação do comprimento dos runners é necessário considerar os efeitos causados à eficiência volumétrica, que influencia diretamente os valores do torque e potência do motor, objetivando a obtenção de um comprimento otimizado para os runners tendo a maximização da eficiência volumétrica como alvo.

Para realização do processo de otimização no GT-POWER, Gamma Technologies (2016) afirma que os valores típicos da resolução estão entre 1 e 5%, e quanto mais baixa a resolução escolhida, maiores são os números de iterações e a precisão dos resultados. Este valor que será especificado como Resolução, representada por um valor percentual e aplicado no cálculo da tolerância (*tol*), que é utilizada para determinação do critério de parada, conforme mostrado na Equação 48. Na Tabela 1, são mostrados os dados necessários para realização da otimização, primeiramente foi criada uma nova variável [Comprunner] que representa o comprimento do runner, após isto foi feito a adição dos dados no *Direct Optimizer*, e pelo fato de que originalmente o comprimento dos runners ser igual a 400 mm, foi escolhido um intervalo de variação do comprimento de runner entre 222 mm e 600 mm, objetivando encontrar dentro deste intervalo um comprimento que

proporcione um valor máximo local da eficiência volumétrica. Além disto, a resolução escolhida foi de 1% adotando a recomendação especificada no manual de otimização do GT-POWER. A eficiência volumétrica foi escolhida como variável dependente, o número máximo de iteração foi especificado como *default*, ou seja, a otimização será finalizada somente no caso em que “ $\Delta x_{\max} \leq tol$ ”, também foi determinado o objetivo da otimização que é a maximização da eficiência volumétrica em função do comprimento dos runners. Durante a otimização, o motor foi submetido a 11 regimes de velocidade de rotação com o motor em plena carga, ou seja, com a válvula borboleta do acelerador fazendo um ângulo de 90 graus, portanto, para cada regime de velocidade de rotação foi calculado um comprimento de runner no qual alcança-se uma eficiência volumétrica máxima. As velocidades de rotação escolhidas para cada caso, formam: 1000 RPM, 1500 RPM, 2000 RPM, 2500 RPM, 3000 RPM, 3500 RPM, 4000 RPM, 4500 RPM, 5000 RPM, 5500 RPM e 6000 RPM.

Tabela 1 - Dados adicionados na otimização

DESCRIÇÃO	DADOS
<i>Método de Otimização</i>	Método de Brent
<i>Parâmetro a ser variado</i>	Comprimento do Runner
<i>Intervalo de variação</i>	De 222 a 600 mm
<i>Variável dependente</i>	Eficiência Volumétrica
<i>Resolução utilizada para especificar o critério de parada do método de Brent</i>	1%
<i>Objetivo</i>	Maximizar a variável dependente

Fonte: O autor (2018).

4.5 METODOLOGIA DE VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS

A validação dos resultados foi realizada baseando-se na frequência de ressonância de Helmholtz, onde, dependendo da geometria do coletor de admissão, é possível saber em qual velocidade de rotação do motor atinge-se uma eficiência volumétrica máxima. Portanto, existe uma relação entre a frequência de ressonância das ondas de pressão dentro coletor e a velocidade de rotação do motor. A frequência de Helmholtz é considerada a frequência na qual ocorre o *Ram-Effect* no coletor de admissão, proporcionando uma maior vazão mássica de ar para dentro do

cilindro, aumentando a eficiência volumétrica e, conseqüentemente, outros parâmetros de funcionamento do motor, como é o caso do torque e da potência. A relação estabelecida é que no momento em que a frequência de Helmholtz é o dobro da frequência ou velocidade de rotação do motor, é quando ocorre o *Ram-Effect* aumentando a eficiência volumétrica. Após a conclusão do processo de otimização, onde serão encontrados os comprimentos de runners que proporcionam uma eficiência volumétrica máxima sob cada velocidade de rotação predeterminada, estes comprimentos serão utilizados para o cálculo analítico da frequência de Helmholtz com objetivo de conhecer em qual frequência ocorre o *Ram-Effect* dos casos estudados.

A validação será feita através de comparações entre a frequência de Helmholtz e a frequência de rotação do motor que ocorre a maior eficiência volumétrica, para isto serão feitas simulações individuais no GT-POWER utilizando-se cada comprimento de runner otimizado. Observando os gráficos da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação será possível saber em qual velocidade ocorre a maior eficiência volumétrica. Logo, para efetuar-se a comparação entre as frequências, as unidades das mesmas deverão ser as mesmas, assim, como a unidade da frequência de Helmholtz no Sistema Internacional é o Hertz, esta será convertida para rotações por minuto (RPM).

Tabela 2 - Dados para o cálculo da frequência de Helmholtz

DESCRIÇÃO	UNIDADE	DADOS
<i>Diâmetro interno médio (Runner)</i>	<i>m</i>	0,41271
<i>Diâmetro interno do cilindro</i>	<i>m</i>	0,077
<i>Curso do pistão</i>	<i>m</i>	0,0858
<i>Taxa de compressão</i>	Constante	12,5
<i>Volume do Plenum</i>	<i>m</i> ³	0,000628707
<i>Comprimento do duto de ar que conecta a válvula borboleta à entrada do plenum</i>	<i>m</i>	0,09876
<i>Diâmetro interno médio do duto de ar que conecta a válvula borboleta à entrada do plenum</i>	<i>m</i>	0,060034
<i>Velocidade do som</i>	<i>m/s</i>	340,29

Fonte: O autor (2018).

Na Tabela 2, são mostrados os valores dos parâmetros geométricos do coletor de admissão captados do modelo montado no GT-POWER, estes dados serão utilizados na Eq. 20 para o cálculo analítico da frequência de Helmholtz. Vale salientar que os dados vistos na Tabela 2 foram obtidos, na própria modelagem do motor no GT-POWER, onde tais parâmetros geométricos, excluindo a determinação da variável [Comprunner], já haviam sido especificados no trabalho do Gervásio (2017).

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo, serão analisados os resultados do processo de otimização do comprimento dos runners do coletor de admissão, sendo possível conhecer o comprimento ideal em que o motor obtém a eficiência volumétrica máxima sob uma determinada condição de velocidade de rotação. Durante a otimização, o motor foi submetido a 11 condições de velocidade que variaram de 1000 a 6000 RPM, e para cada condição de velocidade foi calculado um comprimento ideal de runner, visando a eficiência volumétrica máxima naquela velocidade.

Também serão analisadas as simulações efetuadas utilizando-se os comprimentos de runners previamente otimizados. No total foram 11 comprimentos de runners diferentes. Sendo assim, foram realizadas 11 simulações, utilizando em cada uma das simulações um comprimento de runner diferente. Durante este processo, em todos os casos o motor foi submetido a plena carga e a velocidade de rotação variada de 1000 a 6000 RPM. Todos os casos simulados serão validados através da relação entre a frequência de Helmholtz, em RPM, e a velocidade de rotação em que o motor possui a maior eficiência volumétrica, sendo assim, os dados simulados serão validados por meio da comparação com dados analíticos.

Por fim, será apresentado e analisada a proposta de um novo coletor de admissão de geometria variável, desenvolvido e baseado nos resultados das simulações realizadas utilizando cada comprimento de runner otimizado.

5.1 PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO

Para realização do processo de otimização, como já mencionado na metodologia, foi predeterminado um intervalo entre 222 e 600 mm correspondente ao comprimento dos runners do coletor de admissão, no qual dentro deste intervalo existe um comprimento ideal para os runners, onde este parâmetro geométrico é determinado tendo como base a eficiência volumétrica máxima atingida sob uma condição específica de velocidade de rotação. Na Tabela 3, são mostrados os resultados dos processos de otimização, e através desses resultados é possível se conhecer os 11 valores de comprimentos de runners, dentro do intervalo preestabelecido, nos quais o motor tem uma eficiência volumétrica máxima e

consequentemente o torque indicado máximo em cada condição de velocidade estabelecida.

Tabela 3 - Resultado da otimização do comprimento dos runners

Otimização	Velocidade de rotação [RPM]	Comprimento do Runner [mm]	Eficiência Volumétrica	Nº Iterações
Case 1	6000	252,62	0,8444	9
Case 2	5500	316,00	0,8836	9
Case 3	5000	391,07	0,9210	11
Case 4	4500	478,89	0,9518	10
Case 5	4000	584,92	0,9754	11
Case 6	3500	595,74	0,9518	12
Case 7	3000	563,82	0,9145	9
Case 8	2500	304,35	0,8901	12
Case 9	2000	510,88	0,8987	12
Case 10	1500	387,61	0,8672	9
Case 11	1000	464,48	0,8682	11

Fonte: O autor (2018).

Como observado na Tabela 3, o número de iterações em cada caso varia de 9 a 12, isto ocorre pois o método de Brent é relativamente rápido e quando as iterações convergem, satisfazendo o critério de parada, o processo é finalizado. Todas as eficiências volumétricas máximas possuem valor entre 0,84 e 0,98, o que é comum em motores que possuem um sistema de admissão aspirado. Vale salientar que os motores podem atingir eficiências volumétricas iguais ou acima de 1, porém esses valores são comumente encontrados em motores turbo alimentados.

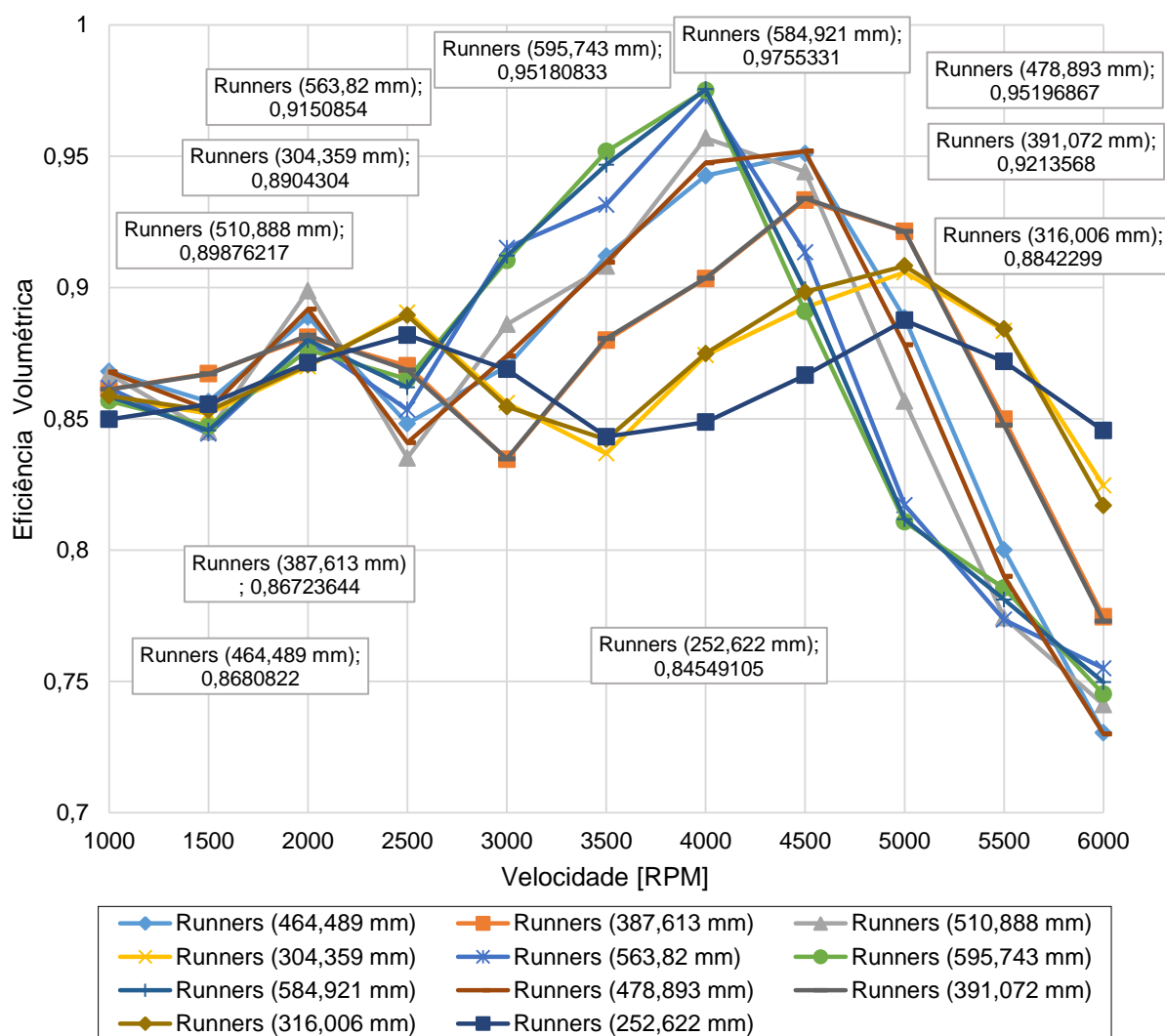
Nota-se também que nos casos onde a velocidade de rotação corresponde a valores entre 1000 e 3000 RPM, não há uma tendência nos valores de comprimento de runners ideais, como também que os valores da eficiência volumétrica possuem pequenas variações. Porém, a partir dos casos onde a velocidade de rotação determinada varia entre 3500 e 6000 RPM, fica claro a diminuição do comprimento dos runners com o aumento da velocidade.

A diante serão analisadas as simulações feitas com o motor submetido a plena carga, e com os runners do coletor de admissão parametrizados de acordo com os valores calculados em cada otimização.

5.2 ANÁLISE DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

Na Figura 22, são mostradas as curvas da eficiência volumétrica do motor em função da velocidade de rotação, em cada uma delas o comprimento dos runners do coletor de admissão foi parametrizado com os valores obtidos durante o processo de otimização. O objetivo de sobrepor-las é analisar o comportamento da eficiência volumétrica quando variado o comprimento dos runners.

Figura 22 - Curvas sobrepostas da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação



Fonte: O autor (2018).

A primeira observação vista no gráfico da Figura 22 é que, conforme calculado durante o processo de otimização do comprimento dos runners do coletor de admissão, a curva que possui a eficiência volumétrica máxima em cada velocidade de rotação mostrada no gráfico, corresponde a curva de eficiência volumétrica do motor utilizando o comprimento de runner otimizado para aquela

determinada velocidade. Isto pode ser visto comparando os dados indicados na Tabela 3, com os dados do gráfico da Figura 22. Para facilitar a visualização, foram indicados no gráfico por meio de rótulos, a eficiência volumétrica máxima e o comprimento de runner em todas as velocidades de rotação indicadas.

Os valores da eficiência volumétrica também estão diretamente ligados ao tempo “ t ”, de ida e volta, em que ocorre a propagação das ondas de pressão de ar na tubulação que separa a entrada da válvula de admissão e o plenum, este tempo “ t ” é diretamente proporcional ao comprimento desta tubulação, na qual se encontra o runner, logo, para cada comprimento de runner há um tempo de propagação diferente. Interpretando esta relação, entende-se que ao aumentar o comprimento dos runners o tempo de propagação das ondas de pressão também aumenta. Para que ocorra o *Ram-Effect*, tempo “ t ” de propagação das ondas de pressão deve estar em sincronia com o tempo de abertura da válvula de admissão, pois para que haja o carregamento de ar característico do *Ram-Effect* é necessário que a massa de ar refletida à alta pressão durante *Ram-Effect*, chegue à porta de admissão com a válvula de admissão ainda aberta.

Desta forma, entende-se que ao diminuir o comprimento dos runners, tanto o tempo de abertura da válvula de admissão como o tempo “ t ” de propagação das ondas de pressão de ar diminuem, com isso, vale salientar que como a condição de menor tempo de abertura da válvula de admissão é característica de quando o motor opera em altas rotações, conclui-se que a ocorrência de maiores valores de eficiência volumétrica quando o motor está operando em altas rotações é característico de motores que utilizam comprimentos de runners relativamente menores.

Portanto, como dito anteriormente que a eficiência volumétrica do motor está diretamente ligada ao tempo de abertura da válvula de admissão, vê-se que para se obter uma eficiência volumétrica elevada sob altas velocidades de rotação recomenda-se a utilização de um coletor de admissão com um comprimento de runner reduzido, como também, vê-se que para se obter uma eficiência volumétrica elevada sob baixas velocidades de rotação recomenda-se a utilização de um coletor de admissão com um comprimento de runner maior.

Analizando o comportamento das curvas do gráfico mostrado na Figura 22, vê-se que entre 1000 e 2500 RPM que independente do comprimento dos runners analisados, as variações da eficiência volumétrica são menos acentuadas, tendo uma variação máxima entre 2000 e 2500 RPM na curva da eficiência volumétrica do motor com runner medindo 510,888 mm. No intervalo de velocidade entre 1000 e 2500 RPM, as curvas que possuem melhores valores de eficiência e pequenas variações, são as que correspondem ao motor com os runners do coletor de admissão medindo 391,072 e 387,613 mm.

A medida que a velocidade aumenta, entre 2500 e 4000 RPM, as curvas referentes ao motor com os comprimentos de runner parametrizados com 595,743 e 584,921 mm, possuem valores de eficiência volumétrica superiores às demais curvas. Entre 4000 e 6000 RPM, as curvas correspondentes ao motor com comprimentos de runner acima de 400 mm, mostram que há uma redução brusca da eficiência volumétrica. Quando os runners do coletor de admissão são dimensionados com comprimento entre 252,622 e 316,006 mm, é visto no gráfico da Figura 22 que o motor apresenta os maiores valores de eficiência volumétrica entre 4000 e 6000 RPM, estes resultados reafirmam que com a redução do comprimento dos runners o motor apresenta melhores valores de performance sob altas velocidades.

Baseando-se na frequência de Helmholtz, que calcula a frequência de ressonância das ondas de pressão que circulam dentro do coletor de admissão, é admitido que quanto maior o comprimento dos runner do coletor de admissão, menor é a frequência de ressonância, sendo assim, o comprimento dos runners é inversamente proporcional à frequência de Helmholtz.

5.2.1 Validação das simulações numéricas

Conhecendo-se a geometria do coletor de admissão e utilizando-se a Equação 20, foi calculada a frequência de Helmholtz. Para efetuar a comparação entre os valores da velocidade de rotação do motor e da frequência de Helmholtz, foi necessário colocá-las na mesma unidade, neste caso foram utilizadas rotações por minuto [RPM]. Quando a metade da frequência de Helmholtz corresponde aproximadamente a velocidade de rotação do motor, é nesta velocidade que

provavelmente ocorrerá o *Ram-Effect*, ou seja, ocorrerá uma maior vazão mássica de ar para dentro do cilindro durante a admissão e consequentemente a eficiência volumétrica será máxima. Este critério foi utilizado para validação dos resultados das simulações do motor em operação, utilizando um coletor de admissão com runners medindo cada um dos comprimentos obtidos durante o processo de otimização.

Tabela 4 - Validação das simulações numéricas

Comprimento dos runners [mm]	Velocidade de Rotação que o motor atinge eficiência volumétrica máxima [RPM]	Metade da Frequência de Helmholtz [RPM]	Erro [%]
252,62	5000	5654,27	11,57
316,00	5000	5094,13	1,85
391,07	4500	4604,84	2,28
478,89	4500	4178,64	7,69
584,92	4000	3793,40	5,45
595,74	4000	3759,79	6,39
563,82	4000	3861,61	3,58
304,35	5000	5184,78	3,56
510,88	4000	4050,29	1,24
387,61	4500	4624,38	2,69
464,48	4500	4240,52	6,11

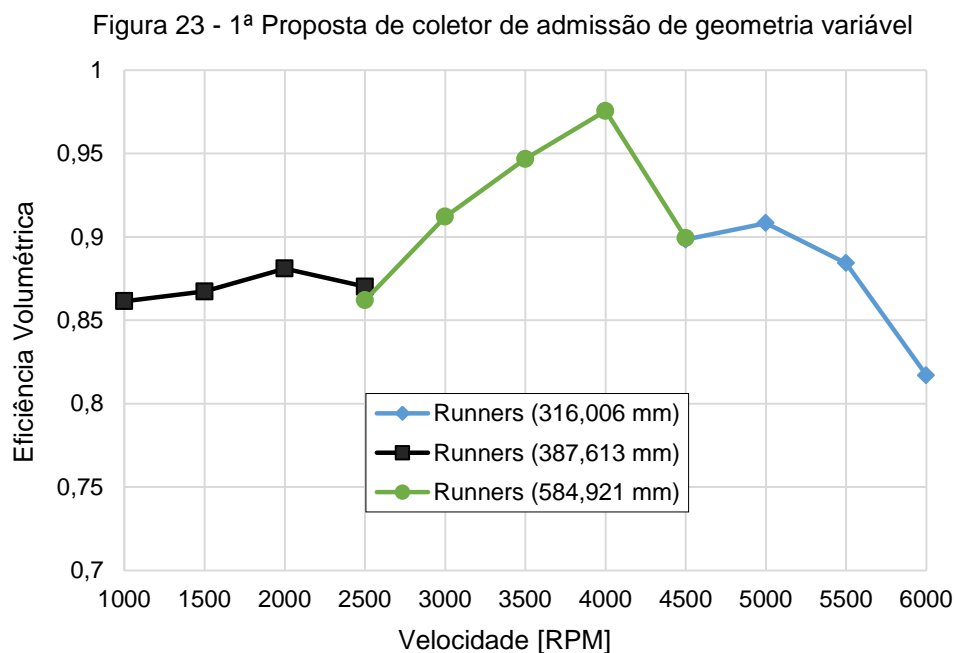
Fonte: O autor (2018).

Na Tabela 4 são exibidos os valores correspondentes à metade da frequência de Helmholtz calculados analiticamente e, para efeito de comparação, os valores de velocidade de rotação para a qual esse comprimento de runner oferece a máxima eficiência volumétrica. Para facilitar a comparação e quantificar o desvio de resultados, foi adicionada uma coluna com os valores da diferença percentual obtida por subtração dos valores da metade da frequência de Helmholtz e a velocidade rotação, normalizados pela metade da frequência de Helmholtz. Destes resultados, verifica-se que os comprimentos otimizados obtidos pelo modelo apresentam boa concordância com os resultados baseados na teoria da frequência de Helmholtz, observando-se uma diferença percentual máxima de 11,6% num dos 11 casos analisados, sendo que na maioria deles a diferença percentual não ultrapassa os 8% e a diferença média total de todos os casos corresponde a 4,76%.

5.3 PROPOSTAS DE COLETOR DE ADMISSÃO DE GEOMETRIA VARIÁVEL

Sabendo-se que um motor que utiliza um coletor de admissão de geometria fixa caracteriza-se por apresentar um melhor desempenho durante um determinado intervalo de velocidade, e como mostrado nos resultados apresentados na Figura 22, onde é visto que sob outras condições de velocidade a eficiência volumétrica do motor cai, são propostos atualmente coletores de admissão de geometria variável que possibilitam a variação e adequação da geometria do coletor de admissão com a finalidade de proporcionar sob várias condições de velocidade uma eficiência volumétrica elevada.

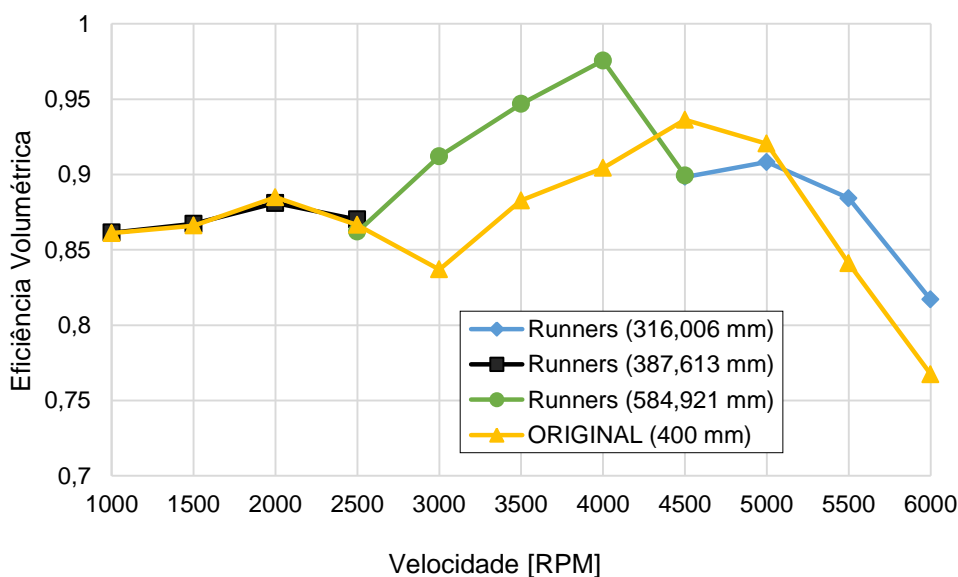
Foram propostos neste trabalho, dois modelos de coletor de admissão de geometria variável, ambos possuem três estágios. Utilizando os resultados apresentados na Figura 22, foram escolhidas as curvas que apresentaram os melhores valores de eficiência volumétrica nos estágios de velocidade de rotação determinados, os intervalos de velocidade são: de 1000 a 2500 RPM, de 2500 a 4500 RPM e de 4500 a 6000 RPM. A primeira proposta, mostrada na Figura 23, sugere que o motor utilize entre as velocidades 1000 e 2500 RPM um comprimento de runner de 387,613 mm; entre as velocidades 2500 e 4500 RPM um comprimento de runner de 584,921 mm; e entre as velocidades 4500 e 6000 RPM um comprimento de runner de 316,006 mm.



Fonte: O autor (2018).

Analisando as curvas apresentadas no gráfico da Figura 22, é visto que quando o motor é submetido a velocidades de rotação mais baixas, entre 1000 e 2500 RPM, como já mencionado, não há grandes variações na eficiência volumétrica do motor, portanto foi escolhido o comprimento de runner que viabilizou, dentre todos outros, o alcance dos melhores resultados nesta margem de variação de velocidade. Da mesma forma, entre 2500 e 4500 RPM, existem duas curvas de eficiência volumétrica que se destacam pela superioridade dos valores apresentados, elas estão praticamente sobrepostas, e correspondem aos comprimentos de runners de 584,921 e 595,743 mm. Portanto, fazendo a comparação entre os valores da eficiência destas duas curvas, foi determinado para primeira proposta a curva referente ao comprimento de runner de 584,921 mm por apresentar valores de eficiência mais altos na maioria das velocidade no intervalo. Seguindo adiante, para determinação do comprimento de runner ideal para o coletor de admissão para o motor trabalhando entre 4500 e 6000 RPM, foi escolhida a curva correspondente ao coletor com o runners medindo 316,006 mm, pois apresentou os melhores valores de eficiência volumétrica sob estas condições, vale salientar que a maioria das curvas, mostradas na Figura 22, exibem um decaimento dos valores da eficiência quando motor está neste intervalo de rotação, porém, observa-se que menores comprimentos de runner proporcionam uma vazão mássica de ar mais apropriada para o motor sob altas velocidades, estabilizando a eficiência volumétrica.

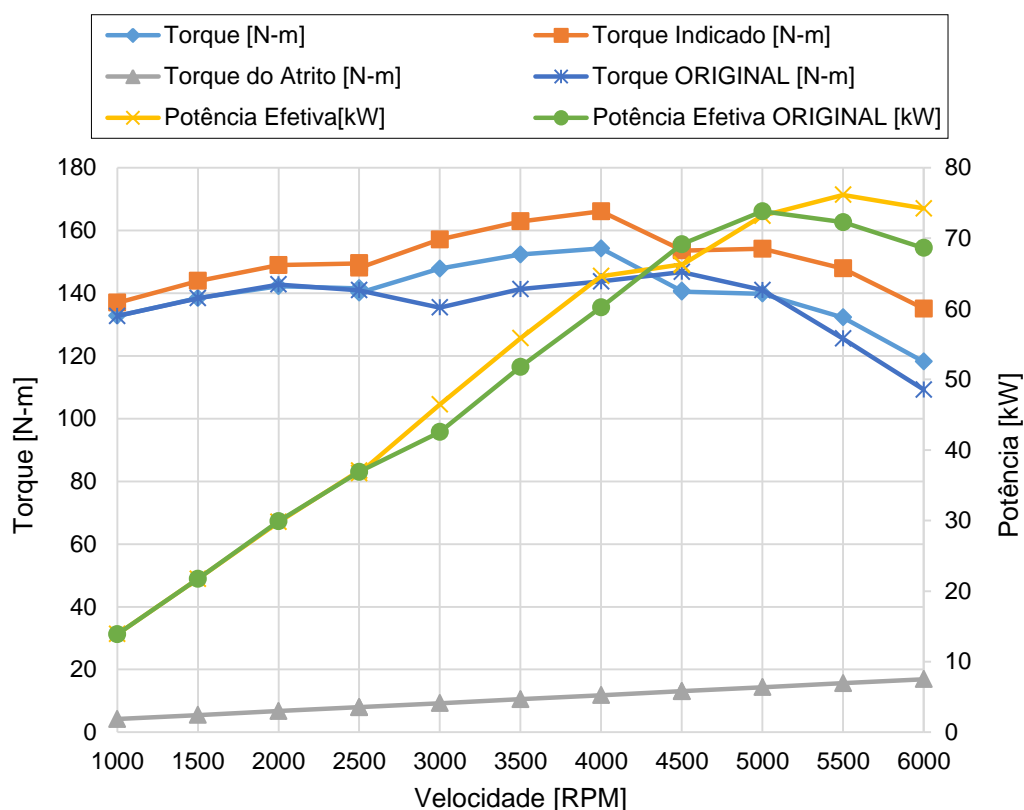
Figura 24 - 1ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável comparado ao modelo original



Fonte: O autor (2018).

Fazendo uma comparação entre as curvas de eficiência volumétrica do motor e utilizando a primeira proposta, o coletor de admissão de geometria variável e do motor com o comprimento de runner original de 400 mm, como é mostrado na Figura 24, vê-se que há uma semelhança durante o intervalo de velocidade entre 1000 e 2500 RPM, porém há uma superioridade no indicativo de eficiência volumétrica para o motor com coletor de admissão de geometria variável nos intervalos de 2500 até 4300 RPM, obtendo em média um aumento de 8,4%, e também entre 5100 e 6000 RPM, obtendo em média um aumento de 5,6%. Entretanto, o motor utilizando o coletor de admissão de geometria fixa original, apresenta uma leve vantagem entre 4300 e 5100 RPM, tendo uma superioridade nos valores da eficiência volumétrica de aproximadamente 3,2%.

Figura 25 - Torque e potência do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (1ª proposta)



Fonte: O autor (2018).

Para a análise comparativa entre os indicadores de torque e potência, mostrados no gráfico da Figura 25, foram traçadas as curvas correspondentes ao Torque, Torque do atrito, Torque indicado e Potência efetiva do motor funcionando a plena carga e utilizando tanto a primeira proposta de coletor de admissão de

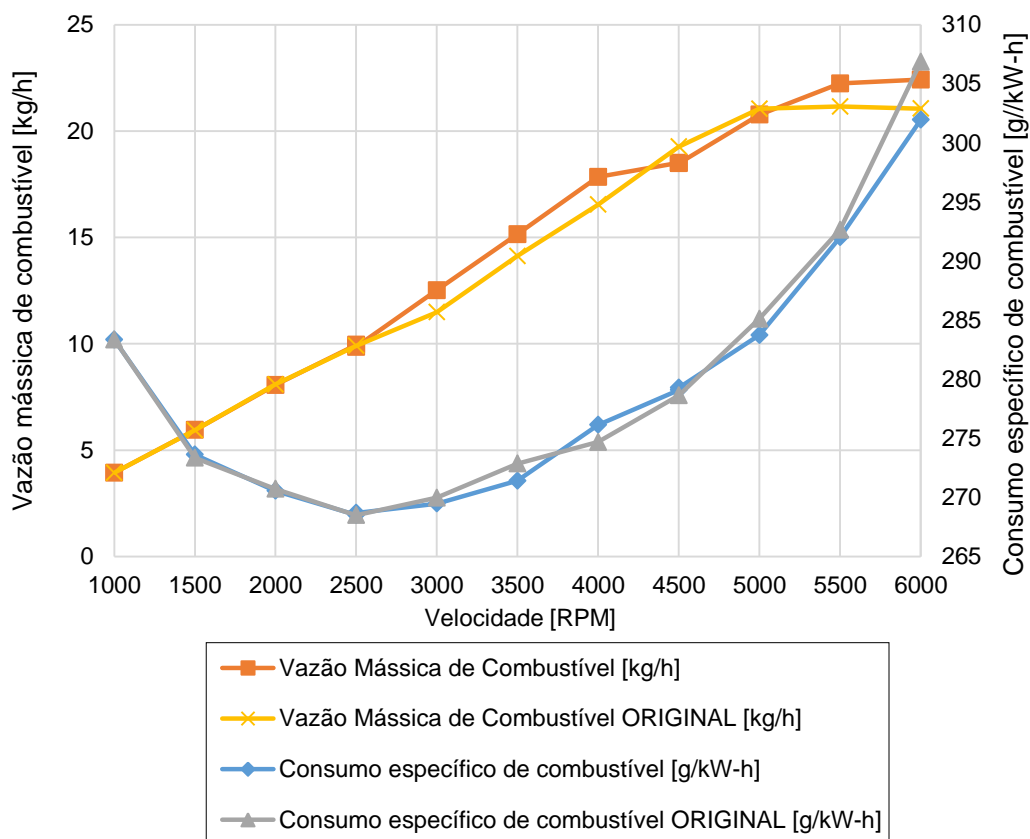
geometria variável, como também do motor com o coletor com o comprimento de runner fixo original. Neste gráfico os valores do torque e potência representam seus valores máximos sob as condições de velocidade apresentadas, pois como já mencionado o motor operou em plena carga.

Com visto na Equação 49, a eficiência volumétrica é diretamente proporcional a vazão mássica ar admitida pelos cilindros durante cada ciclo, sendo assim, com o aumento da vazão mássica de ar durante o tempo de admissão do motor, pode ser considerado que uma maior massa de ar é admitida na câmara de combustão, e conseqüentemente há uma elevação da pressão média indicada da câmara de combustão, pois durante o processo de compressão será comprimida uma maior massa de ar utilizando a mesma taxa de compressão. Baseado neste fato, e como visto na Equação 58, que o torque indicado é diretamente proporcional à pressão média indicada na câmara de combustão, chega-se à conclusão de que o torque indicado também é diretamente proporcional ou fortemente ligado à eficiência volumétrica, isto pode ser visto comparando os gráficos das Figura 25 e 24, pois o comportamento da curva de torque indicado e da eficiência volumétrica são semelhantes durante todo o intervalo de velocidade. Para o cálculo do torque indicado, não são desconsideradas as perdas por fricção ou atrito, ele corresponde ao torque produzido pela força atuante no deslocamento do pistão durante o ciclo de funcionamento do motor.

O torque do motor utilizando a primeira proposta de coletor de admissão de geometria variável, também está representado na Figura 25, a curva deste torque pode ser representada pela subtração dos dados da curva do torque indicado e do torque do atrito. De forma semelhante ao ocorrido na análise da eficiência volumétrica, nos intervalos de velocidade entre 1000 e 2500 RPM os torques do motor na configuração original e do motor utilizando o novo coletor de admissão, apresentam valores muito próximos, e nas velocidades intermediárias entre 2500 e 4300 RPM o motor utilizando o coletor de geometria variável consegue imprimir um torque em média 7% maior do que o do motor na configuração original. Entre 4300 e 5000 RPM, o torque empregado pelo motor original é 4,2% superior ao torque do motor que utiliza a primeira proposta de coletor de admissão de geometria variável. Entre 5000 e 6000 RPM, o motor que apresenta um torque em média 6,7% superior é novamente o motor que utiliza o coletor de admissão de geometria variável.

Em relação à Potência efetiva, que nada mais é do que o torque multiplicado pela velocidade de rotação, as curvas têm um comportamento similar ao ocorrido com as curvas de torque, sendo a potência efetiva do motor funcionando com o novo coletor de admissão, superior ou inferior à do motor original nos mesmos intervalos de velocidade rotação que as curvas de torque.

Figura 26 - Vazão mássica e BSFC do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (1ª proposta)



Fonte: O autor (2018).

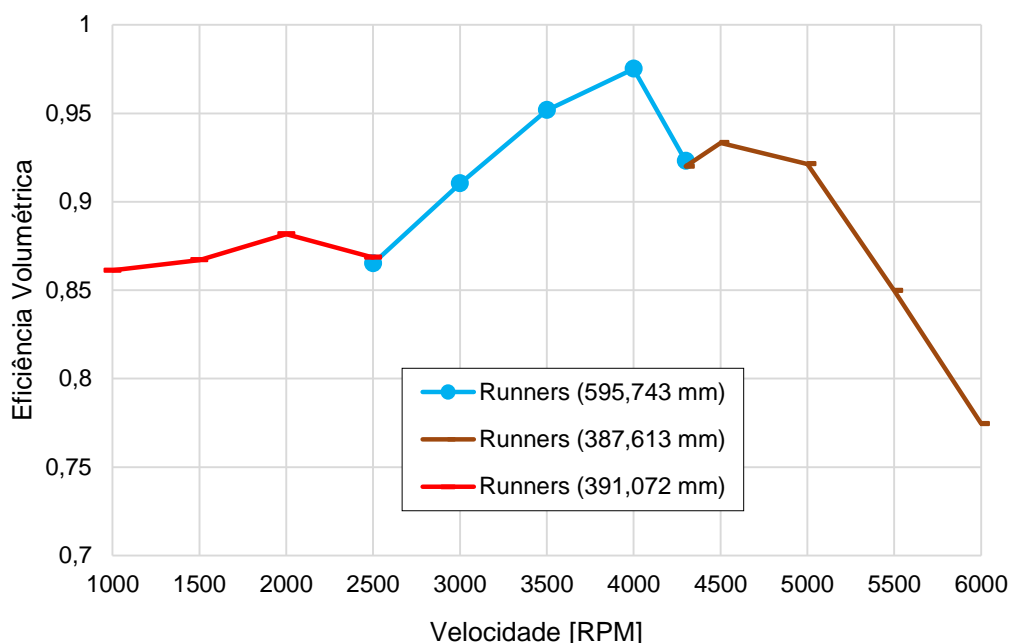
Na Figura 26, são representados a vazão mássica de combustível e o consumo específico de combustível do motor na configuração original e do motor utilizando a primeira proposta de coletor de admissão com geometria variável. Como dito, a eficiência é diretamente proporcional à vazão mássica de ar que entra no cilindro durante a admissão, e como a relação ar/combustível determinada é constante, igual a 12,02, a vazão mássica de combustível aumenta proporcionalmente à vazão mássica de ar. Portanto, o comportamento da curva de vazão mássica de combustível dos dois casos comparados, é semelhante ao ocorrido com as curvas de torque e eficiência volumétrica.

Pode-se ver no gráfico da Figura 26, que entre 1000 e 2500 RPM as vazões de combustível são praticamente iguais; com o aumento da velocidade entre 2500 e 4300 RPM há uma maior vazão de combustível para o motor que utiliza o coletor de admissão de geometria variável proposto, isto ocorre pois neste mesmo intervalo há também uma superioridade na eficiência volumétrica e da vazão mássica de ar; tendo relação com a diminuição da eficiência volumétrica neste intervalo, a vazão mássica de combustível do motor com o coletor de admissão proposto é menor nos intervalo de velocidade entre 4300 e 5000 RPM; e como esperado, nas velocidades entre 5000 e 6000 RPM a vazão mássica de combustível é maior quando utilizado o coletor de admissão proposto, pois no mesmo intervalo também há o acréscimo na eficiência volumétrica e como a relação ar/combustível é fixa, é esperado que haja superioridade nos valores da vazão mássica do combustível utilizado.

As curvas de consumo específico de combustível representam a razão entre os valores da vazão mássica de combustível e da potência efetiva. Comparando as curvas de consumo específico de combustível, verifica-se que quando o motor opera entre 1000 e 2500 RPM, os dois modelos apresentam praticamente os mesmos valores; e durante o intervalo de 2500 a 6000 RPM, o motor utilizando a primeira proposta de coletor de admissão de geometria variável, apenas possui valores de consumo específico de combustível superiores entre 3750 e 4500 RPM. Com isso, pode-se dizer que o motor utilizando o primeiro modelo proposto de coletor de admissão de geometria variável, apresenta um consumo específico de combustível menor sob altas velocidades de rotação do motor. Quando o motor está numa velocidade de rotação de 3500 RPM há uma redução de 0,53% do BSFC em relação ao motor com o coletor original, assim como, sob uma velocidade rotação de 4000 RPM há um aumento de 0,55% no BSFC, e nas velocidades de rotação de 5000 RPM e 6000 RPM há uma redução no BSFC de 0,48% e 1,59%, respectivamente.

A segunda proposta de coletor de admissão com geometria variável é mostrada no gráfico da Figura 27. Assim como na primeira proposta, a escolha dos comprimentos de runners para determinação dos três estágios de variação de comprimento, foi baseada nos valores da eficiência volumétrica apresentados pelas curvas do gráfico da Figura 22.

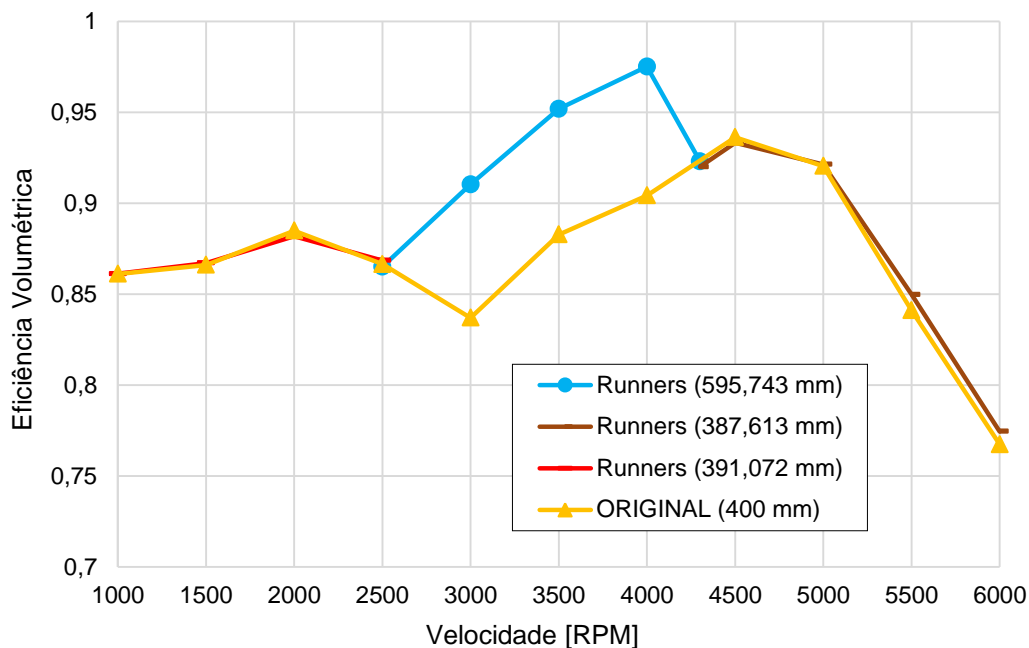
Figura 27 - 2ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável



Fonte: O autor (2018).

No intervalo de velocidade entre 1000 e 2500 RPM, dentre os melhores índices de eficiência volumétrica, foi determinado que o coletor deve ter o comprimento de runner igual a 391,072 mm, no qual o motor possui resultados muito semelhantes ao obtido utilizando o comprimento igual a 387,613 mm escolhido na primeira proposta de coletor de admissão. No intervalo de velocidade entre 2500 e 4300 RPM, os resultados apresentados pelo motor à plena carga, utilizando um coletor de admissão com o runner medindo 595,743 mm de comprimento, mostram que há uma melhoria da eficiência volumétrica em média de 8,21%, quando comparado ao motor com o coletor de admissão original, essa melhoria que pode ser vista no gráfico da Figura 28 e, consequentemente, o torque e a potência também apresentaram superioridade neste intervalo. Por fim, no intervalo de velocidade entre 4300 e 6000 RPM, diferentemente do que ocorreu na primeira proposta de coletor de admissão de geometria variável, os valores da eficiência volumétrica, entre 4500 e 5000 RPM, do motor original não superam os do motor que utiliza a segunda proposta de coletor de admissão de geometria variável. O comprimento do runner determinado para esta etapa é igual a 387,613 mm e, como pode ser visto no gráfico da Figura 28, o motor utilizando este comprimento apresenta uma leve superioridade nos valores da eficiência volumétrica no intervalo de 4300 a 6000 RPM.

Figura 28 - 2ª Proposta de coletor de admissão de geometria variável comparado ao modelo original

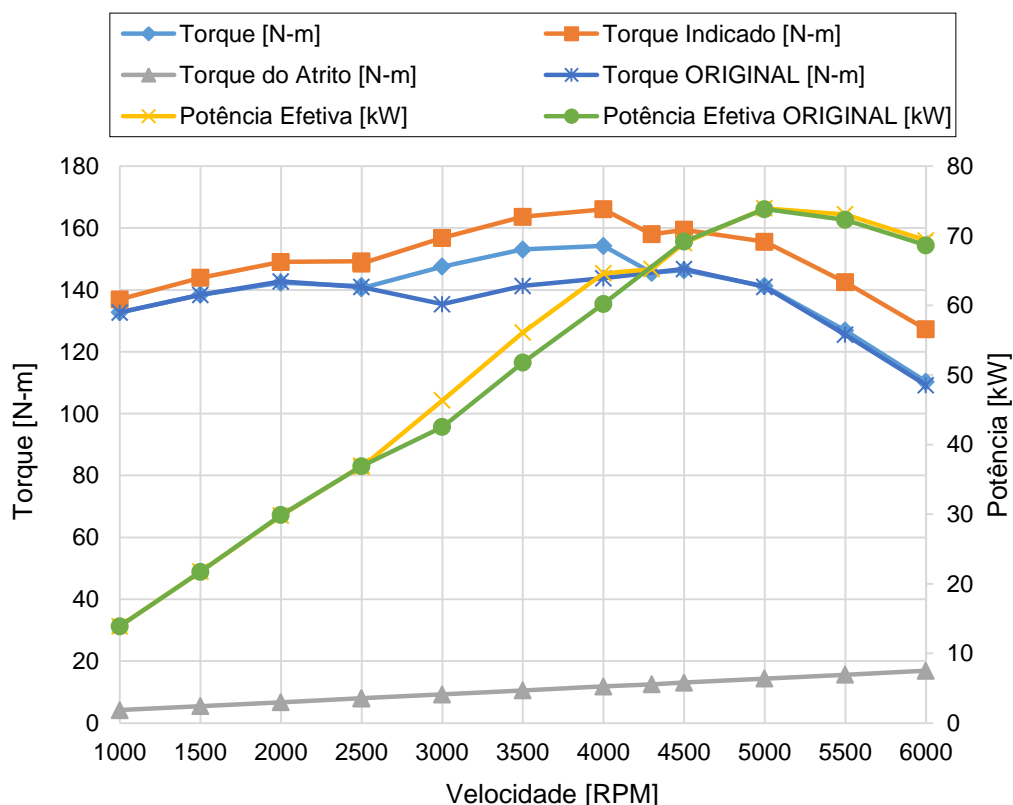


Fonte: O autor (2018).

Neste caso, fica claro que o motor com o coletor de admissão na configuração original, ou seja, com os runners medindo 400 mm de comprimento, apresenta resultados semelhantes aos obtidos utilizando-se a segunda proposta de coletor de admissão. Porém, em velocidades de rotação intermediárias, o coletor de admissão de geometria variável apresenta melhores parâmetros de eficiência volumétrica. Com base nisto, pode-se dizer que este motor utilizando um coletor de admissão de geometria variável de dois estágios, por exemplo, utilizando entre 1000 e 2500 RPM e entre 4300 e 6000 RPM um comprimento de runner de 400 mm, e utilizando entre 2500 e 4300 RPM um comprimento de runner de 595,743 mm, apresentaria uma performance semelhante ao da segunda proposta de coletor de admissão de geometria variável.

No gráfico da Figura 29, são exibidas as curvas de torque e potência do motor utilizando a segunda proposta de coletor de admissão de geometria variável, como também do motor na configuração original, a fim de comparar a performance dos mesmos.

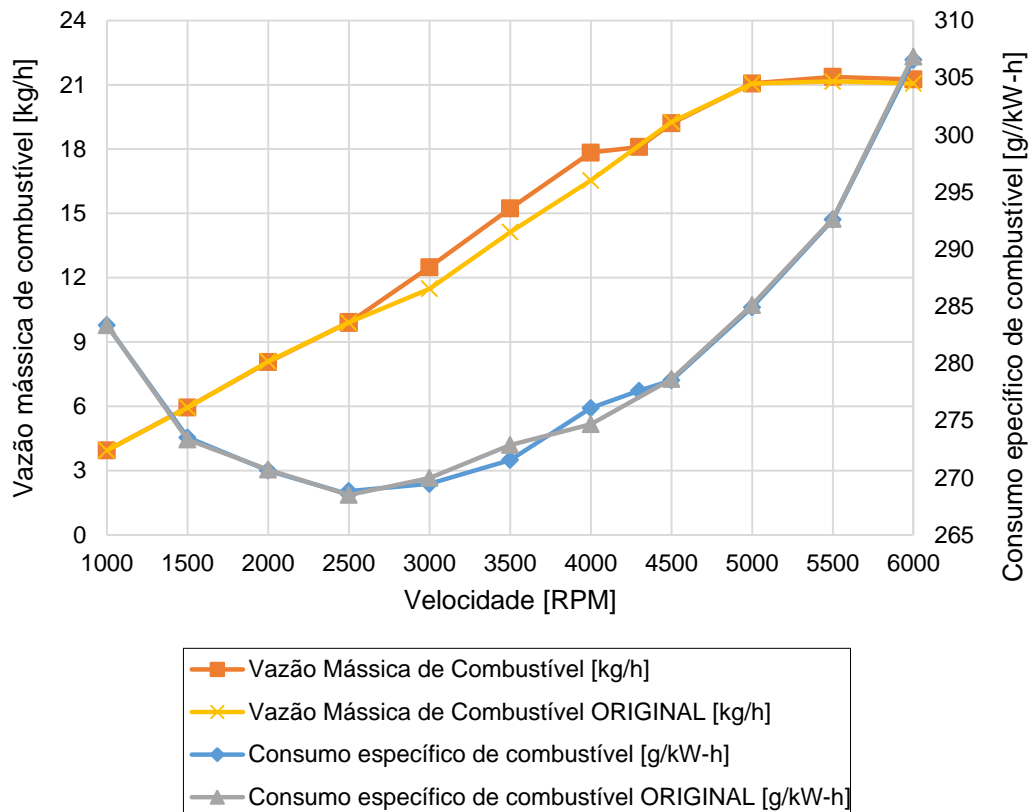
Figura 29 - Torque e potência do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (2ª proposta)



Fonte: O autor (2018).

Como já citado anteriormente, o torque é diretamente ligado a eficiência volumétrica, pois a vazão mássica de ar que entra no cilindro influencia tanto na eficiência volumétrica como no aumento da pressão indicada dentro da câmara de combustão, esta pressão é diretamente proporcional ao torque indicado. Portanto, ao analisar as curvas do torque da Figura 29, vê-se claramente que o comportamento é semelhante ao que ocorre com as curvas da eficiência volumétrica, pois o motor que utiliza o coletor de admissão proposto, apresenta uma superioridade nos valores do torque e da eficiência volumétrica no mesmo intervalo de velocidade, entre 2500 e 4300 RPM. Neste intervalo, o torque do motor com o coletor de admissão proposto apresenta uma superioridade em média de 8,2% em relação ao torque do motor original. Como a potência efetiva é o produto do torque pela velocidade de rotação, vê-se também que há vantagem na utilização da segunda proposta de coletor de admissão no mesmo intervalo de velocidade em que houve superioridade nos valores de torque e eficiência volumétrica, ou seja, entre 2500 e 4300 RPM, sendo a potência em média 8,18% superior à potência do motor original neste intervalo.

Figura 30 - Vazão mássica e BSFC do motor com coletor de admissão de geometria variável e na configuração original (2ª proposta)



Fonte: O autor (2018).

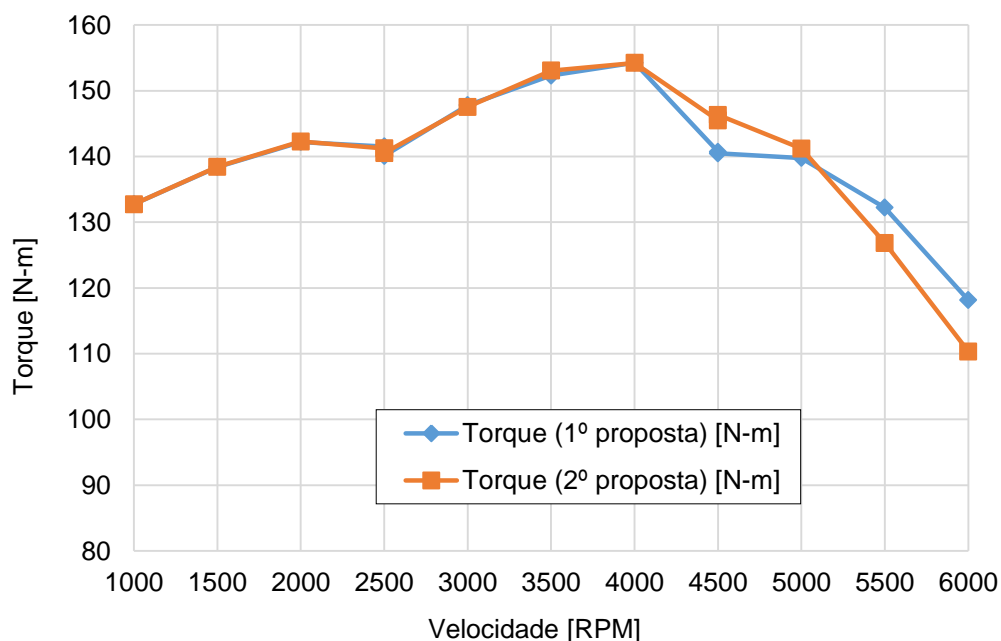
No gráfico da Figura 30, são apresentadas as curvas de vazão mássica de combustível e do consumo específico de combustível do motor, do motor utilizando o coletor de admissão original e a segunda proposta de coletor de admissão de geometria variável. Vale salientar que, como a relação ar/combustível é constante, quando a vazão mássica de ar admitido aumenta, consequentemente a vazão mássica de combustível também aumentará. Portanto, no intervalo de velocidade entre 2500 e 4300 RPM, onde houve uma superioridade dos valores da eficiência volumétrica do motor utilizando o segundo coletor de admissão proposto, que representa um aumento da vazão mássica de ar, logicamente também houve um aumento da vazão mássica de combustível neste intervalo.

Em relação ao consumo específico de combustível, quando o motor utiliza a segunda proposta de coletor de admissão de geometria variável, são obtidos resultados muito semelhantes aos do motor que utiliza o coletor de admissão original. Como já mencionado, o consumo específico de combustível mostra o quanto de massa de combustível é consumida por unidade de energia produzida. O novo coletor de admissão apresenta um menor consumo específico de combustível

no intervalo de velocidade entre 2500 e 3750 RPM, e maior entre 3750 e 4300 RPM. Quando o motor está sob velocidades de rotação entre 3000 e 3500 RPM há uma redução de 0,33% do BSFC em relação ao motor com o coletor original, assim como, sob velocidades de rotação entre 4000 e 4300 RPM há um aumento de 0,31% no BSFC, e nas demais velocidades de rotação o BSFC do motor, operando em plena carga, é praticamente o mesmo do motor utilizando o coletor de admissão original.

Os resultados têm uma boa representatividade, pois independente da carga de aceleração promovida durante a simulação, o que mudará será a intensidade da eficiência volumétrica, torque, potência, entre outros, porém o comportamento das curvas serão os mesmos. Vale salientar, que os resultados apresentados representam o valor máximo de cada parâmetro de performance numa determinada condição de velocidade, pois durante a simulação foi imposta a condição de plena carga ao motor.

Figura 31 - Curvas do torque do motor utilizando a 1ª e 2ª proposta de coletor de admissão de geometria variável

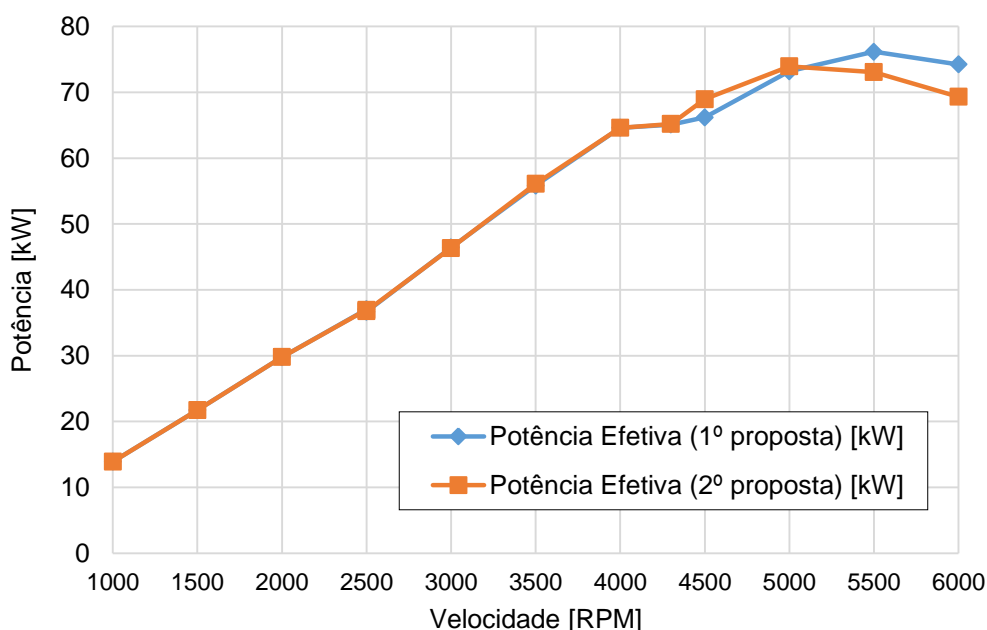


Fonte: O autor (2018).

Na Figura 31, vê-se um comparativo entre as curvas de torque do motor utilizando cada uma das propostas de coletor de admissão de geometria variável, nesse gráfico é possível observar que numa velocidade rotação de 4500 RPM, o motor que utiliza a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável apresenta um valor de torque 3,46% menor em relação à 2ª proposta. No gráfico da

Figura 31, também pode ser visto, que nas velocidades de rotação entre 5000 e 6000 RPM, o motor utilizando a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável apresenta uma superioridade nos valores do torque, em torno de 5,8%, em relação à 2ª proposta.

Figura 32 - Curvas da potência efetiva do motor utilizando a 1ª e 2ª proposta de coletor de admissão de geometria variável



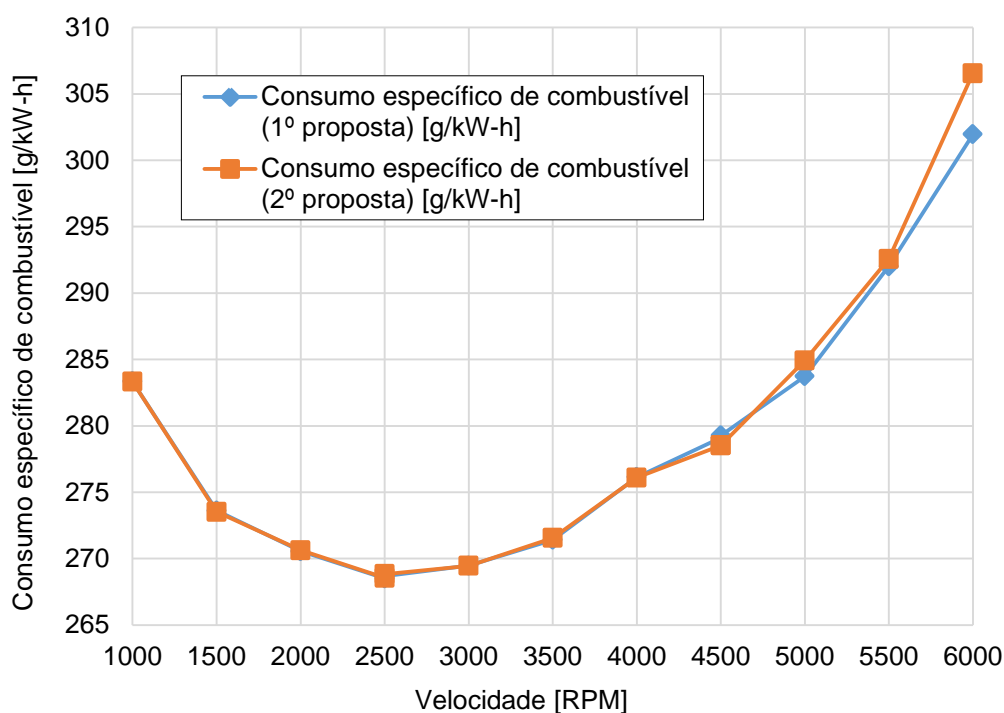
Fonte: O autor (2018).

Na Figura 32, vê-se um comparativo entre as curvas de potência efetiva do motor utilizando cada uma das propostas de coletor de admissão de geometria variável, nesse gráfico é possível observar que numa velocidade rotação de 4500 RPM, o motor que utiliza a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável apresenta um valor de potência efetiva 4% menor em relação à 2ª proposta. No gráfico da Figura 32, também pode ser visto, que nas velocidades de rotação entre 5000 e 6000 RPM, o motor utilizando a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável apresenta uma superioridade nos valores da potência efetiva, em torno de 5,67%, em relação à 2ª proposta.

Na Figura 33, vê-se um comparativo entre as curvas do consumo específico de combustível do motor utilizando cada uma das propostas de coletor de admissão de geometria variável, nesse gráfico é possível observar que numa velocidade rotação de 4500 RPM, o motor que utiliza a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável apresenta um valor de consumo específico de combustível 0,27% maior em relação à 2ª proposta. No gráfico da Figura 33, também pode ser visto,

que nas velocidades de rotação entre 4700 e 6000 RPM, o motor utilizando a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável apresenta menores valores de consumo específico de combustível, em torno de 0,7%, em relação à 2ª proposta.

Figura 33 - Curvas do BSFC do motor utilizando a 1ª e 2ª proposta de coletor de admissão de geometria variável



Fonte: O autor (2018).

Fazendo uma análise da aplicabilidade do motor E.torQ 1.6L aspirado utilizando a primeira e a segunda proposta de coletor de admissão de geometria variável, vê-se que por apresentar valores de torque e potência efetiva praticamente equivalentes entre 1000 e 4000 rpm e superiores entre 4000 e 5000 rpm, a segunda proposta de coletor de admissão permite que o motor possua ampla aplicabilidade tanto em baixas quanto em altas rotações, possibilitando a obtenção de uma alta performance tanto em vias urbanas quanto em rodovias cuja velocidade de rotação do motor não exceda 5000 rpm. Por outro lado, a primeira proposta de coletor de admissão de geometria variável permite que o motor empregue maiores valores de torque e potência efetiva entre 5000 e 6000 rpm, sendo viável sua aplicação em motores que são submetidos às altas rotações, como por exemplo, em rodovias cuja velocidade de rotação do motor possa atingir valores superiores à 5000 rpm.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho, foram realizadas análises e otimizações da geometria do coletor de admissão do motor Fiat E.torQ 1.6L 16v aspirado, utilizando o software GT-POWER que aplica a tecnologia CFD 1D. Por fim, foram propostas duas configurações de coletor de admissão de geometria variável, baseadas nos resultados de todas as simulações.

Primeiramente, vale ressaltar que no processo de otimização foram obtidos os valores ideais para os comprimentos de runners do coletor de admissão para cada velocidade de rotação no qual o motor foi submetido, pois sabe-se que este parâmetro geométrico afeta diretamente a eficiência volumétrica. Motores que utilizam coletor de admissão de geometria fixa, geralmente são caracterizados por terem um melhor desempenho sobre uma determinada velocidade de rotação, portanto, os resultados do processo de otimização mostraram que há uma tendência à redução do comprimento dos runner do coletor de admissão quando o motor opera sob altas velocidades, assim como, que há uma tendência para o aumento do comprimento dos runners do coletor de admissão quando o motor opera sob velocidades de rotação mais baixas.

O método utilizado para realização da otimização do comprimento dos runners do coletor de admissão em função da eficiência volumétrica, foi o método de Brent. Este método é considerado confiável e rápido, pois correlaciona os métodos de Interpolação Parabólica e o *Golden-Section Search*. A partir da obtenção dos comprimentos de runner ideais por meio da aplicação deste método, foi possível simular o motor operando com o coletor de admissão utilizando cada um dos comprimentos de runner obtidos por meio da otimização. Através da sobreposição das curvas de eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação, foi possível sugerir propostas de dois coletores de admissão de geometria variável. Analisando a tendência de crescimento e decrescimento das curvas de eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação, vê-se que quanto menor o comprimento de runner a eficiência tende a ser máxima quando o motor está sob maiores velocidades de rotação.

Comparando o desempenho do motor original com cada uma das propostas de coletor de admissão de geometria variável proposto, vê-se que a 1ª proposta possibilita a melhoria de desempenho do motor tanto em médias quando em altas rotações, tendo um aumento da eficiência volumétrica em média de 8,4% entre 2500 e 4300 RPM, e um aumento em média de 5,6% entre 5100 e 6000 RPM. Portanto, como o torque e potência estão diretamente ligados aos valores da eficiência volumétrica, verificou-se o comportamento semelhante nas suas respectivas curvas em função da velocidade de rotação. Os resultados da 1ª proposta de coletor de admissão, mostraram que no intervalo de velocidade entre 4300 e 5000 RPM, o motor utilizando o coletor de admissão original apresenta resultados de eficiência volumétrica, torque e potência, em média 3,2% superiores aos do motor utilizando a 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável. Com a finalidade de solucionar este problema, foi proposto um segundo modelo de coletor de admissão de geometria variável. Os resultados da performance do motor utilizando a 2ª proposta comparados ao do motor utilizando o coletor de admissão original mostraram que, entre 2500 e 4300 RPM os valores de eficiência volumétrica, torque e potência são em média 8,2% superiores em relação ao motor utilizando o coletor de admissão original, porém nos demais intervalos de velocidade, tanto em altas como em baixas rotações, os resultados são bastante semelhantes.

Quanto à aplicação do motor E.torQ 1.6L aspirado utilizando cada proposta de coletor de admissão de geometria variável, considerando os dados de torque, potência e consumo específico de combustível, conclui-se que a segunda proposta de coletor de admissão permite que o motor possua uma melhor aplicabilidade tanto em baixas quanto em altas rotações, sendo adequado à vias urbanas e rodovias cuja velocidade de rotação do motor não exceda 5000 rpm. A 1ª proposta de coletor de admissão de geometria variável permite que o motor alcance, em relação à 2ª proposta, maiores valores de torque e potência efetiva entre 5000 e 6000 rpm, além de um menor consumo específico de combustível nessa mesma faixa velocidade, sendo indicado para motores submetidos às altas rotações, como por exemplo, em rodovias cuja velocidade de rotação do motor possa atingir valores superiores à 5000 rpm.

6.1 TRABALHOS FUTUROS

- Aplicar o processo de otimização do comprimento e diâmetro dos runners do coletor de admissão do motor E.torQ 1.6L 16v TURBO, acoplando o GT-POWER a um software de otimização que possibilite a otimização de mais de uma variável geométrica.
- Simular o motor analisado neste trabalho sob várias condições de carga de aceleração, com a finalidade de comparar os valores do consumo específico de combustível, torque e potência em várias condições de carga.
- Aplicar ao motor E.torQ 1.6L 16v aspirado ou turbo, um modelo de tráfego padronizado, que aplique uma condição de trabalho real de um motor de combustão interna, com a finalidade de obter os valores do consumo de combustível em quilômetros por litro de combustível.

REFERÊNCIAS

ALVES, J. V. **Análise da influência de coletores de admissão com geometria variável nos parâmetros de desempenho em motores de combustão interna de ignição por faísca e HCCI usando AVL-BOOST**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/181925?show=full>. Acesso em: 5 mar. 2018.

ALVES, L. O. F. T.; GABRIEL, M.; JUNIOR, A. B. U.; GUERRERO, H.; JÚNIOR, J. C. D. L.; ABRAMCHUK, V. Design of a new intake manifold of a single cylinder engine with three stages. **SAE Internacional**, [s. l.], p. 1-8, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.4271/2017-36-0172>. Acesso em: 10 mai. 2018.

BLAIR, G. P. **Design and simulation of four-stroke engines**. 1st ed. Warrendale: SAE, Inc., 1999.

CEVIZ, M. A.; AKIN, M. Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], v. 51, n. 11, p. 2239-2244, 2010. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2010.03.018>. Acesso em: 3 abr. 2018.

CHALET, D.; MAHE, A.; MIGAUD, J.; HETET, J. F. A frequency modelling of the pressure waves in the inlet manifold of internal combustion engine. **Applied Energy**, [s. l.], v. 88, n. 9, p. 2988-2994, 2011. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.036>. Acesso em: 2 jun. 2018.

CHAPRA, S. C.; CANALLE R. P. **Numerical methods for engineers**. 7th ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.

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**, [s. l.], v. 36, p. 29-35, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1007/s40430-013-0074-2>. Acesso em: 20 mar. 2018.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. 3rd ed. Chichester: Wiley, 2016.

GAMMA TECHNOLOGY. **GT-POWER user's manual version: a GT-SUITE application for engine performance**. [Westmont], 2003. Disponível em: <https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/01/Power1.pdf>. Acesso em: 4 set. 2017.

GERVÁSIO, DANIEL TEIXEIRA. **Metodologia de correlação e análise de modelos fluidodinâmica 1D para motores de combustão interna**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2017.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE optimization manual**. [Westmont], 2016.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE flow theory manual**. [Westmont], 2016.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE engine performance application manual**. [Westmont], 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1st ed. New York: McGraw-Hill, Inc., 1988.

OCH, S. H.; MOURA, L. M.; MARIANI, V. C.; COELHO, L. S.; VELÁSQUEZ, J. A.; DOMINGUES, E. Volumetric efficiency optimization of a single-cylinder D. I. diesel engine using differential evolution algorithm. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 108, p. 660-669, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.042>. Acesso em: 15 jul. 2018.

JEMNI, M. A.; KANTCHEV, G.; ABID, M. S. Influence of intake manifold design on in-cylinder flow and engine performances in a bus diesel engine converted to LPG gas fuelled, using CFD analyses and experimental investigations. **Energy**, [s. l.], v. 36, n. 5, p. 2701-2715, 2011. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.011>. Acesso em: 15 ago. 2018.

MANMADHACHARY, A.; SANTOSH KUMAR, M.; RAVI KUMAR, Y. Design&manufacturing of spiral intake manifold to improve volumetric efficiency of injection diesel engine by AM process. **Materials Today: proceedings**, [s. l.], v. 4, n. 2, p. 1084-1090, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.matpr.2017.01.123>. Acesso em: 20 set. 2018.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 5 ed. Porto: Publindústria, 2016.

MASHADI, B.; CROLLA, D. **Vehicle powertrain system**. 1st ed. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2012.

MEZHER, H.; CHALET, D.; MIGAUD, J.; CHESSE, P. Frequency based approach for simulating pressure waves at the inlet of internal combustion engines using a parameterized model. **Applied Energy**, [s. l.], v. 106, p. 275-286, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.075>. Acesso em: 25 ago. 2018.

MWM INTERNATIONAL MOTORES. **Apostila motores diesel**. [S. l.: s. n.], [ca. 2010]. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAPTgAF/apostila-treinamento>. Acesso em: 14 mar. 2018.

NORIZAN, A.; RAHMAN, M. T. A.; AMIN, N. A. M.; BASHA, M. H.; ISMAIL, M. H. N.; HAMID, A. F. A. Study of intake manifold for Universiti Malaysia Perlis automotive racing team formula student race car. **Journal of Physics: conference series**, [s. l.], v. 908, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/908/1/012069>. Acesso em: 15 mar. 2018.

POTUL, S.; NACHNOLKAR, R.; BHAVE, S. Analysis of change in intake manifold length and development of variable intake system. **International Journal of Scientific & Technology Research**, [s. l.], v. 3, n. 5, p. 223–228, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.5829/idosi.ije.2016.29.02b.15>. Acesso em: 16 abr. 2018.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of internal combustion engine**. 1st ed. New Jersey: Prentice Hall, 1997.

SARDAR, P.; SARDAR, A. Designing of intake manifold for formula student car. **World Journal of Engineering**, [s. l.], v. 15, n. 3, p. 402-406, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1108/WJE-09-2017-0289>. Acesso em: 24 jan. 2019.

SOUZA, G. R. de; PELLEGRINI, C. de C.; FERREIRA, S. L.; PAU, F. S.; ARMAS, O. Study of intake manifolds of an internal combustion engine: a new geometry based on experimental results and numerical simulations. **Thermal Science and Engineering Progress**, [s. l.], v. 9, p. 248-258, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.12.003>. Acesso em: 20 mar. 2019.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive engineering fundamentals**. 1st ed. Warrendale: SAE, Inc., 2004.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines**. 3rd ed. London: Macmillan, 1999.

VICHI, G.; ROMANI, L.; FERRARI, L.; FERRARA, G. Development of an engine variable geometry intake system for a formula SAE application. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 81, p. 930–941, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.149>. Acesso em: 24 mai. 2018.

VOLKSWAGEN. **Variable intake manifold in VR engines**: self-study programme 212, [S. l.: s. n.], p. 1–20, [ca. 2012]. Disponível em: <https://cardiagn.com/vag-self-study-program-ssp>. Acesso em: 14 mar. 2018.

XU, J. Flow analysis of engine intake manifold based on computational fluid dynamics. **Journal of Physics: conference series**, [s. l.], v. 916, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/916/1/012043>. Acesso em: 20 abr. 2018.

WATSON, N.; JANOTA, M. S. **Turbocharging the Internal Combustion Engine**. 1st ed. London: The Macmillan Press LTD, 1982.

YANG, X.; LIAO, C.; LIU, J. Harmonic analysis and optimization of the intake system of a gasoline engine using GT-POWER. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 14, p. 756-762, 2012. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.1007>. Acesso em: 20 mai. 2018.

ZHAO, J.; XI, Q.; WANG, S.; WANG, S. Improving the partial-load fuel economy of 4-cylinder SI engines by combining variable valve timing and cylinder-deactivation through double intake manifolds. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 141, p. 245-256, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.087>. Acesso em: 20 jan. 2019.

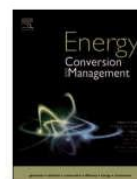
APÊNDICE A – PUBLICAÇÃO DE ARTIGO

Energy Conversion and Management 188 (2019) 310–320



Contents lists available at ScienceDirect

Energy Conversion and Management

journal homepage: www.elsevier.com/locate/enconman

Analysis and runners length optimization of the intake manifold of a 4-cylinder spark ignition engine

E.A.A. Silva^a, A.A.V. Ochoa^{a,b,*}, J.R. Henríquez^a^a Department of Mechanical Engineering, Federal University of Pernambuco, Av. da Arquitetura s/n, Cid. Univ., CEP 50740-550, Recife, PE, Brazil^b Federal Institute of Technology of Pernambuco, Av. Prof. Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Recife, PE, Brazil

ARTICLE INFO

Keywords:

Internal combustion engine

Intake manifold

Volumetric efficiency

GT-power

Performance

ABSTRACT

This study conducts an optimization analysis of the geometry of an intake manifold of an internal combustion engine by using a numerical approach based on the 1D GT-POWER simulation platform. The optimization process was modeled using the Brent method, during which calculations are made of the lengths of the intake manifold runners that provide the engine's greatest volumetric efficiency at each speed of rotation in the range of 1000–6000 RPM. Having obtained the optimized lengths of the runners, it was possible to simulate the engine operating with the parameterized intake manifold based on the length of each runner. From the analysis of the volumetric efficiency curves based on the speed of rotation for the length of each runner of the manifold, it was verified that the shorter the runner length, the greater the volumetric efficiency that occurs when the engine is under high speeds of rotation. Based on the behavior of the volumetric efficiency curves, a variable configuration of the geometry of the intake manifold was proposed. The results of the performance of the engine when operating under this proposal showed that the engine can achieve higher values of volumetric efficiency, torque and effective horsepower, depending on the speed conditions, and consequently lower values for the brake-specific fuel consumption.

1. Introduction

Improving the performance of an automotive internal combustion engine is the factor for which the demand has become the greatest during the development of new engines [1,2]. The design of an air inlet system that enables greater volumetric efficiency, and consequently provides better torque and horsepower values under certain engine speeds, becomes extremely necessary [2]. Therefore, obtaining improvements in the performance of an automotive internal combustion engine has become a challenge when developing new technologies [3–7], deciding with fuel is better [4,5], even searching for the real performance under transient and steady-state conditions for such engines [7].

The intake system has a vital function in engine performance. Some factors are directly related to the dynamics of the gases that flow in the ducts of the intake system of the engine [8], the geometric parameters, such as; the length and diameter of the intake manifold runners and valve timing [9], and also, on the influence of the engine speed, equivalence ratio and the coolant temperature, as it was shown in the Luo et al. [10]. When these parameters are well dimensioned,

improvements in the volumetric efficiency and consequently, in the brake-specific fuel consumption, in the torque and in the effective horsepower are obtained. Based on the geometric and operational parameters collected experimentally in the laboratory, Gervásio [11] used the correlation methodology to model the E.torQ 1.6L 16v Turbo engine in GT-POWER, which is a software that uses computational fluid dynamics (CFD) in a one-dimensional model, to help in the design phase and the entire development program of a turbocharged engine. As main results, the application of the turbocharger to the engine shows the most appropriate option according to the characteristics and evaluations made.

As the intake manifold plays a key role in engine performance, several studies have already been undertaken to improve engine performance and developing new intake manifold models [12,13]. In Giannakopoulos et al. [12] an assessment aiming the performance of the Reynolds Number of an incompressible flow over of intake pipe of small scale combustion engine maintaining the realistic operating conditions and coupling the data obtained with numerical simulation by using spectral element method, where it was verify that the flow rate could turn out to be turbulent very rapidly depending on the inflow

* Corresponding author at: Academic Department of Industrial Controls - Federal Institute of Technology of Pernambuco, Av. Prof Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Recife, PE, Brazil.

E-mail address: ochoaalvaro@recife.ifpe.edu.br (A.A.V. Ochoa).

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.065>

Received 9 January 2019; Received in revised form 13 March 2019; Accepted 22 March 2019
0196-8904/ © 2019 Elsevier Ltd. All rights reserved.