

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA**

TAYNARA BRITO DA SILVA

**ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DO COLETOR
DE ADMISSÃO SOBRE A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM MOTORES
ICE**

Fevereiro de 2018

TAYNARA BRITO DA SILVA

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DO COLETOR DE ADMISSÃO SOBRE A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM MOTORES ICE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como requisito final para a obtenção do grau de **BACHAREL** em **ENGENHARIA MECATRÔNICA**.

Orientadora: Prof. Dra. Ana Marta de Souza.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dra. Ana Marta de Souza

Orientadora

Prof. Dr. Francisco José de Souza

Mestre Maksym Ziberov

Uberlândia (MG), 2018

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise numérica dos efeitos da geometria do coletor de admissão no desempenho de um motor de combustão interna com ignição por centelha. O entendimento desses efeitos é de extrema importância para o alcance de melhor eficiência e potência do motor de modo a atender às exigências atuais em relação à emissão de poluentes e o desejo constante do cliente em conciliar economia e potência. Para a realização do presente trabalho utilizou-se o software BOOST da fabricante AVL. Para a análise, foram construídas as curvas características de torque e potência, bem como a curva de rendimento volumétrico para diferentes comprimentos de condutos de admissão e as mesmas foram comparadas entre si. Através dos conhecimentos teóricos adquiridos ao longo do curso, consulta à literatura disponível sobre o assunto e manipulação dos resultados encontrados, foi possível apresentar as vantagens, as desvantagens e os limites dos efeitos da geometria do coletor de admissão no desempenho do motor. Vale ressaltar que a simulação numérica do comportamento do motor é, ainda, bastante complexa, devido, principalmente, à sua natureza transiente. Restrições à entrada de ar, qualidade da mistura arcombustível, nível de turbulência, processos de admissão e exaustão do cilindro e velocidade da chama durante a combustão são fortemente influenciadas pelas condições operacionais do motor. O software utilizado apresenta como vantagem grande simplicidade, velocidade de resposta e baixo custo computacional quando comparado a resultados de CFD (do inglês, "Computational Fluid Dynamics"), permitindo análises preliminares e comparações. Os resultados apresentados no presente trabalho evidenciam os ganhos em desempenho obtidos através da variação do comprimento dos condutos, apresentando resultados condizentes com a literatura.

Palavras chave: análise numérica; geometria do coletor de admissão; desempenho de motores; ignição por centelha; motor de combustão interna.

ABSTRACT

This work presents a numerical analysis of the effects of the intake manifold geometry on the performance of an internal combustion engine with spark ignition. The understanding of these effects is extremely important for achieving better engine efficiency and power in order to meet the current requirements regarding the emission of pollutants and the constant desire of the customer to reconcile economy and power. For the accomplishment of the present work the BOOST software of the manufacturer AVL was used. For the analysis, the characteristic torque and power curves were constructed, as well as the volumetric yield curve for different lengths of intake conduits, and the same were compared to each other. Through the theoretical knowledge acquired throughout the course, it was possible to present the advantages, disadvantages and limits of the effects of the intake manifold geometry on the engine performance. It is worth noting that the numerical simulation of the motor behavior is still quite complex, mainly due to its transient nature. Restrictions on air intake, air mixture quality, turbulence level, cylinder intake and exhaust processes, and flame speed during combustion are strongly influenced by the engine operating conditions. The software used has the advantage of great simplicity, speed of response and low computational cost when compared to results of CFD (Computational Fluid Dynamics), allowing preliminary analyzes and comparisons. The results presented in this work show the performance gains obtained through the variation of the length of the conduits, presenting results consistent with the literature.

Keywords: numerical analysis; geometry of the intake manifold; engine performance; ignition by spark; internal combustion engine.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1: Motor de Lenoir de 1860 (Fonte: Nebra S.A., 2003)..... | 10 |
| Figura 2: Motor de Nicolaus Otto e Eugen Langen (http://www.infomotor.com.br/site/2009/01/historia-do-motor-a-combustao-interna-ciclo-%E2%80%9Cotto%E2%80%9D/)..... | 11 |
| Figura 3: Motor de Ignição por Centelha (Fonte: Franco Brunetti, 2012)..... | 12 |
| Figura 4: Componentes Básicos do Motor (Fonte: http://mundoeducacao.bol.uol.com.br/quimica/funcionamento-motor-combustao-interna.htm) . | 13 |
| Figura 5: Quatro tempos do motor alternativo (Brunetti, 2012)..... | 14 |
| Figura 6: Fonte: http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/downloads/2_PME.pdf | 16 |
| Figura 7: Potência e Torque em função da velocidade (Fonte: http://clubedocarroeletrico.com.br/index.php?/passo-a-passo/torque_ou_potencia/) | 18 |
| Figura 8: Diagrama mostrando a abertura e o fechamento das válvulas de admissão e exaustão no ciclo de um motor de combustão interna de quatro tempos (Fonte: Minerva) | 20 |
| Figura 9: Velocidade de rotação para a massa máxima admitida calculada em função do comprimento do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999)..... | 27 |
| Figura 10: Torque máximo calculado em função do comprimento do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999). | 27 |
| Figura 11: Efeito da geometria do conduto de admissão (Heisler, 1995). | 29 |
| Figura 12: Diferentes Geometrias para estudo da Eficiência Volumétrica (Fonte: Heisler, 1995) | 30 |
| Figura 13: Eficiência volumétrica x rotação do motor (Fonte: Heisler, 1995)..... | 31 |
| Figura 14: Eficiência volumétrica x rotação do motor (Fonte: Heisler, 1995)..... | 31 |
| Figura 15: Balanço de energia do Cilindro (Fonte: file:///C:/Program%20Files%20(x86)/AVL/documentation/BOOST/v2014.1/BOOST_Theory/index.html) | 35 |
| Figura 16: Conceito de Volume Finito (Fonte: AVL BOOST, 2014)..... | 37 |
| Figura 17: Reconstrução linear do campo de fluxo (Fonte: AVL BOOST, 2014)..... | 38 |
| Figura 18: Ondas de pressão de descontinuidades nas Bordas das Células (Fonte: AVL BOOST, 2014)..... | 39 |
| Figura 19: Esboço do Modelo virtual do motor | 40 |
| Figura 20: Entrada de Dados Iniciais | 41 |
| Figura 21: Entrada dos Dados do Motor | 42 |
| Figura 22: Entrada dos Dados do Motor | 42 |
| Figura 23: Entrada dos Dados do Motor | 43 |
| Figura 24: Ferramenta de Inicialização | 43 |
| Figura 25: Ferramenta de Configuração da Combustão | 44 |
| Figura 26: Inserção de dados do cilindro | 45 |
| Figura 27: Inserção de informações do Cilindro | 46 |
| Figura 28: Inserção de informações do Cilindro | 46 |
| Figura 29: Variáveis Globais | 47 |

| | |
|--|----|
| Figura 30: Valor dos Parâmetros | 48 |
| Figura 31: Valor dos Parâmetros | 49 |
| Figura 32: Motor estacionário EH17-2D (Robin SUBARU Industrial Engines Service Manual...) | 50 |
| Figura 33: Modelo Virtual de um motor de 1 cilindros | 51 |
| Figura 34: Curva de Torque Real (Adaptado do manual: Robin SUBARU Industrial Engines Service Manual, Models EH12-2, EH17-2, EH25-2 Engines)..... | 52 |
| Figura 35: Curva de Torque gerada pelo BOOST | 52 |
| Figura 36: Comparativo entre curva gerada pelo BOOST e a curva REAL | 53 |
| Figura 37: Curva de Potência gerada pelo BOOST | 54 |
| Figura 38: Modelo Virtual para Motor de 4 Cilindros | 57 |
| Figura 39: Curva de Torque gerada experimentalmente (Fonte: Rodrigo Caetano (2008))..... | 58 |
| Figura 40: Comparativo entre curva gerada pelo BOOST e a curva EXPERIMENTAL | 59 |
| Figura 41: Comparativo entre Curva Experimental e Curva gerada pelo BOOST | 61 |
| Figura 42: Curvas de “Torque por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos | 62 |
| Figura 43: Curvas de “Potência por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos | 63 |
| Figura 44: Curvas de “Eficiência Volumétrica por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos | 64 |
| Figura 45: Propagação da onda de baixa pressão (Fonte: SAMUEL, Jensen p. 2, 2013) | 64 |
| Figura 46: Desenvolvimento da onda de alta pressão (Fonte: SAMUEL, Jensen p. 2, 2013).... | 65 |
| Figura 47: Curvas de “Torque por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos | 66 |
| Figura 48: Curvas de “Potência por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos | 67 |
| Figura 49: Curvas de “Eficiência Volumétrica por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos | 67 |
| Figura 50: Cruzamento de válvulas em relação ao movimento do virabrequim (DAVIS, Marlan. “Secrets Of Camshaft Power”. 1988. Fonte: http://www.hotrod.com/how-to/engine/ccrp-9812-secrets-of-camshaft-power/) | 68 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 1: Comparação dos Resultados Calculados e Testados Experimentalmente (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999). | 26 |
| Tabela 2: Variáveis Globais | 47 |
| Tabela 3: Dados do Motor (Fonte: Robin SUBARU Industrial Engines Service Manual, Models EH12-2, EH17-2, EH25-2) | 51 |
| Tabela 4: Dados do motor de 4 cilindros (Fonte: Rodrigo Caetano, 2008) | 55 |
| Tabela 5: Sistema de Distribuição do Motor (Fonte: Rodrigo Caetano, 2008) | 56 |
| Tabela 6: Erro Relativo entre Torque gerado pelo BOOST e Torque Real | 60 |

SUMÁRIO

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 8 |
| 2. OBJETIVO | 9 |
| 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 10 |
| 3.1. Motores de Ignição por Centelha | 12 |
| 3.3. Desempenho do Motor | 15 |
| 3.3.1. Pressões Médias de um Motor de Combustão Interna | 15 |
| 3.3.2. Potência e Torque..... | 17 |
| 3.3.3. Eficiência..... | 18 |
| 3.3.3.1. Eficiência Mecânica | 19 |
| 3.3.3.2. Eficiência Volumétrica..... | 19 |
| 3.3.3.3. Eficiência Térmica e Consumo Específico..... | 21 |
| 3.3.4. Fatores que Influenciam na Eficiência de Motores de Combustão Interna ... | 21 |
| 3.3.4.1. Turbulência..... | 21 |
| 3.3.4.2. Razão de Compressão..... | 22 |
| 3.3.4.3. Avanço da Ignição | 23 |
| 3.4. Coletores de Admissão | 23 |
| 3.4.1. Geometria..... | 25 |
| 4. METODOLOGIA..... | 33 |
| 5. VALIDAÇÃO | 50 |
| 5.1. Motor estacionário EH17-2D | 50 |
| 5.2. FIRE 1.0 8V bi-combustível | 54 |
| 6. ESTUDO DE CASO | 62 |
| 6.1. Motor estacionário EH17-2D | 62 |
| 6.2. FIRE 1.0 8V bi-combustível | 65 |
| 7. CONCLUSÃO | 70 |
| 8. REFERÊNCIAS | 71 |

1. INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna (MCI), desde a sua criação até os dias atuais, opera como uma ferramenta indispensável na geração de energia mecânica. O mesmo é usado nos mais diversos tipos de meios de transporte tais como carros, caminhões e motocicletas, refletindo diretamente no crescimento da indústria automotiva. Dado o desenvolvimento da tecnologia, muitas inovações foram acrescentadas aos motores, tais como a eletrônica embarcada, a química dos óleos e combustíveis e a ciência dos materiais, as quais contribuíram de forma muito significativa aperfeiçoando os sistemas de admissão e exaustão.

Nas últimas décadas, houve uma mudança considerável também nos métodos e procedimentos de estudo com o emprego de técnicas de simulação do comportamento termo-fluido-dinâmico, bem como de inovações tecnológicas capazes de estudar aspectos de geometria e visualização experimental do escoamento do fluido. Entre essas ferramentas destaca-se as técnicas de Elementos Finitos e Fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics, CFD*). A primeira contribuiu bastante com a possibilidade de cálculos estruturais de todos os componentes mecânicos, se expandindo também para análise de ruído e vibrações, auxílio no cálculo de dinâmica de sistemas (através do cálculo de rigidez), dentre outros. A segunda, mais recente, ainda está em plena evolução, mas já vem sendo aplicada de forma consistente para o dimensionamento de escoamento de fluidos como o sistema de arrefecimento e gases de admissão e escape, dentre outros. Esses novos desenvolvimentos juntamente com as crescentes demandas por inovações contribuíram para viabilizar estudos de otimização dos mais diferentes parâmetros e elementos envolvidos no processo dos motores de combustão interna (RODRIGUEZ; VALLE, 2006).

Entre esses elementos, destaca-se o coletor de admissão, que apresenta grande importância para o rendimento esperado do motor, sendo um dos componentes mais alterados pelos preparadores quando procuram melhor desempenho. Sua função principal é promover o fluxo adequado da mistura ar/combustível nos motores injetados, ou apenas ar nos motores antigos à carburador, para o interior dos cilindros, tanto em volume quanto em velocidade (SOUZA, 2016).

A geometria do conduto de admissão está relacionada com a energia cinética do fluido, que por sua vez, possui uma influência no rendimento volumétrico do motor. A energia cinética

da massa de ar que entra no cilindro possui uma correlação com o comprimento e a área da seção transversal do conduto. Para velocidades mais baixas de rotação do motor, o conduto que adota um maior comprimento, proporciona um maior grau de enchimento do motor. O mesmo efeito ocorre quando é adotado um conduto de área de seção transversal menor, produzindo um efeito inercial mais forte (SODRÉ; COSTA; DA SILVA, 2008).

A eficiência dos motores de combustão interna depende diretamente do aproveitamento dos fenômenos inerciais e transientes que ocorrem no sistema de admissão e exaustão do motor. Estes sistemas possuem dimensionamento e configurações geométricas diferenciadas, com a finalidade de atender os objetivos do projeto, tais como a curva de potência, curva de torque e curva do consumo específico de combustível desejada (SODRÉ; COSTA; DA SILVA, 2008).

Neste sentido, o presente trabalho analisará a influência do comprimento do duto de admissão na potência, no torque e na eficiência volumétrica de um motor de combustão interna de quatro tempos em função da velocidade de rotação. Tal situação será simulada através do software AVL BOOST, variando o comprimento dos dutos de forma a estudar os efeitos causados.

2. OBJETIVO

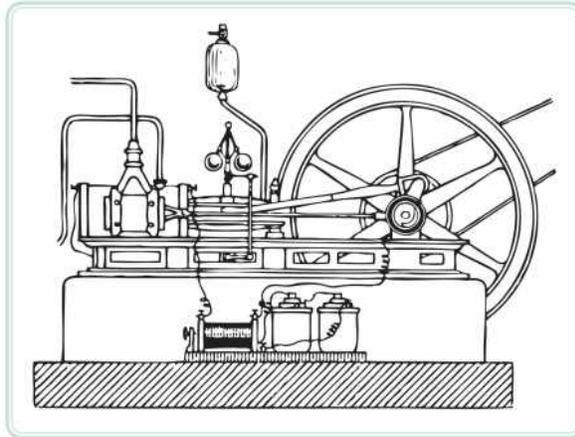
O objetivo do trabalho é analisar a influência da geometria do coletor de admissão sobre a eficiência volumétrica dos motores ICE (ignição por centelha). Além de permitir ao aluno aprimorar seus conhecimentos na área de motores de combustão interna e de simulação computacional, este estudo proporcionará ao discente a oportunidade para aquisição de experiência no desenvolvimento de trabalhos científicos.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O homem vem, desde muitos séculos, buscando formas de facilitar seus afazeres diários. Para tanto, buscou produzir tecnologias, mesmo com ferramentas muito básicas sendo as únicas de que dispunha no momento. Uma destas facilidades desenvolvidas pelo homem do passado e que vem sendo cada vez mais aperfeiçoada pelo homem do presente se trata dos motores de combustão interna.

Um dos primeiros idealizadores deste projeto foi Étienne Lenoir ainda em 1860. O projeto inicial se resumia em um motor de explosão movido à gás, o qual pode ser melhor entendido através da Figura 1, e forma que seu princípio de funcionamento era semelhante a uma máquina a vapor. Lenoir chegou a colocar tal motor em um triciclo, no entanto, a potência obtida com tal motor era muito baixa, portanto, insatisfatória. Isto se deve ao fato de que ainda não se usava o princípio de compressão da mistura de combustível antes da ignição.

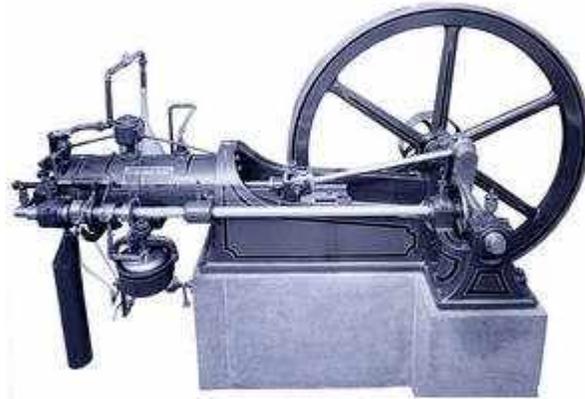
Figura 1: Motor de Lenoir de 1860 (Fonte: Nebra S.A., 2003)



Anos mais tarde, Nikolaus August Otto juntamente com Eugen Langen em 1867, deram seqüência a este projeto, concebendo um motor com características melhores de desempenho que o de Lenoir, como está mostrado na Figura 2. A ideia deste novo motor se trata do 'pistão livre', o qual seria impulsionado pela explosão dos gases no interior do cilindro. O pistão, por sua vez, estava ligado a um volante através de uma cremalheira e engrenagem. O trabalho mecânico, portanto, era produzido no retorno do pistão. A abertura bem como o fechamento da válvula de

admissão e de ignição eram orientados pelo movimento do volante. Neste caso, assim como o motor de Lenoir, não havia a compressão dos gases antes da combustão.

Figura 2: Motor de Nicolaus Otto e Eugen Langen (<http://www.infomotor.com.br/site/2009/01/historia-do-motor-a-combustao-interna-ciclo-%E2%80%9Cotto%E2%80%9D/>)



Baseado nesse princípio, anteriormente, Alphonse Beau de Rochas, em 1862, já havia desenvolvido um motor de quatro tempos com patente francesa. Esse modelo de motor apresentava um excelente desempenho justificado pelas seguintes características:

- Menor relação superfície/volume para o cilindro do pistão (cilindro com um diâmetro da mesma ordem de grandeza que seu comprimento).
- Processo de expansão mais veloz.
- Máxima expansão.
- Máxima pressão no começo do processo de expansão dos gases dentro do cilindro.

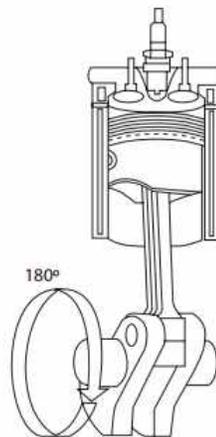
As duas condições iniciais visavam reduzir as perdas de calor a um mínimo, conservando a energia nos gases de combustão. A terceira e a quarta condição visavam obter o máximo de potência possível.

Em 1876, o alemão Nicolaus Otto volta ao cenário e apresenta um motor de quatro cilindros que funcionava com os princípios estabelecidos por Beau de Rochas em 1862. Esse motor era bem mais compacto e leve, com aproximadamente 1/3 do peso do anterior e, uma eficiência próxima a 14%. Até 1890 tinham sido construídos 50.000 motores desse tipo na Europa e nos Estados Unidos. As características básicas dele são as mesmas encontradas nos motores de hoje. (TILLMANN, 2013)

3.1. Motores de Ignição por Centelha

São chamados de motores de ignição por centelha motores em que a mistura de ar-combustível é admitida no interior do cilindro e inflamada por uma faísca. Esta, por sua vez, ocorre entre os eletrodos de uma vela, como mostrado pela Figura 3.

Figura 3: Motor de Ignição por Centelha (Fonte: Franco Brunetti, 2012)



Os principais componentes ou partes fundamentais destes motores, segundo Mialhe (1980), são responsáveis pelo fornecimento das condições favoráveis para que o processo de transformação da energia química dos combustíveis nos motores se realize de forma eficiente e contínua.

A Figura 4 permite a melhor visualização de alguns destes componentes básicos do motor.

Figura 4: Componentes Básicos do Motor (Fonte: <http://mundoeducacao.bol.uol.com.br/quimica/funcionamento-motor-combustao-interna.htm>)



O conjunto cilindro pistão é uma peça essencial do motor. Isto se deve ao fato de que a mistura ar-combustível é admitida dentro do cilindro através da válvula de admissão, e o pistão por sua vez atua sobre tal mistura, comprimindo-a. Além disso, é o pistão quem recebe a força que provém da expansão da combustão. E, por fim, essa mistura é expelida para fora do pistão através da válvula de escape. Estas válvulas, feitas normalmente de liga ferro-carbono, são posicionadas sobre o cabeçote do motor de maneira que impossibilitam a passagem de qualquer fluxo quando fechadas. Além disso, como as mesmas estão constantemente sob o movimento de abrir e fechar e também por sofrerem efeito direto do calor advindo da explosão que acontece dentro dos cilindros são lubrificadas e refrigeradas pelo sistema de lubrificação e arrefecimento do motor, respectivamente.

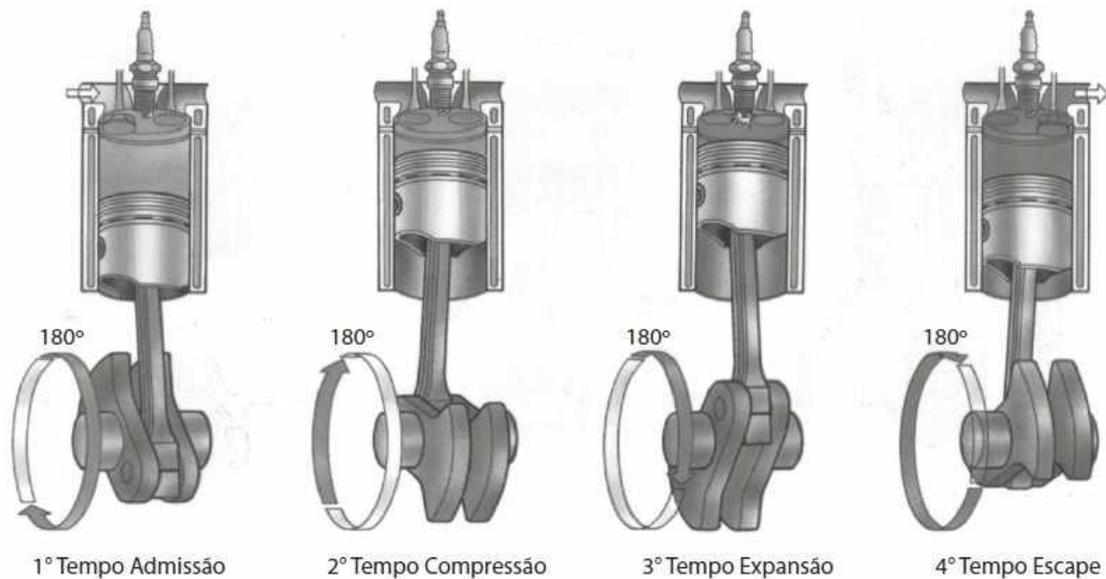
O sistema biela-manivela é o mecanismo responsável por transformar, no caso dos motores de combustão interna, o movimento de translação obtidos através movimento executado pelo pistão quando acontece a explosão dentro da câmara de combustão em rotação do eixo.

3.2. Classificação quanto ao Ciclo de Operação

Ciclo de operação é o nome que se dá aos processos sofridos pelo fluxo ativo comumente conhecidos pela sigla FA. Visando a obtenção de trabalho útil, repete-se este ciclo de maneira periódica. Serão analisados mais afundo o ciclo de motor de quatro tempos, sendo que este é formado por tempo de admissão, tempo de compressão, tempo de expansão e ainda tempo de escape. Para este caso, em que o pistão percorre quatro cursos para que um ciclo seja completado, são necessárias duas voltas completas da manivela do motor. De forma que em 0° o pistão esteja na posição de Ponto Morto Inferior (PMI) e 180° , o pistão esteja no Ponto Morto Superior (PMS).

A Figura 5 se trata de uma imagem ilustrativa e será usada como base para se explicar os quatro tempos do motor.

Figura 5: Quatro tempos do motor alternativo (Brunetti, 2012)



Inicialmente, no Tempo de Admissão, o pistão se deslocará do PMS até o PMI. Ao executar tal movimento, causa-se uma diferença de pressão entre o interior do cilindro e a parte externa. Este fato é suficiente para que se inicie um fluxo de gases através da válvula de admissão (V.A.) até que todo o cilindro seja preenchido com uma mistura de ar e combustível.

Na sequência, dá-se início ao Tempo de Compressão. Neste, a válvula de admissão é fechada e o pistão desloca-se do PMI até o PMS, graças ao virabrequim o qual faz com que a biela empurre o pistão, de maneira a comprimir a mistura que foi admitida no Tempo de Admissão.

Neste momento salta a faísca. Esta, por sua vez, causa a combustão da mistura. Tal combustão gera um grande aumento da pressão, empurrando o pistão do PMS até o PMI, de forma que FA sofra um processo de expansão, realizando trabalho positivo no motor. Este trabalho, também denominado trabalho útil, recebe este nome pois é ele quem faz com que o eixo de manivelas gire, transformando energia química da combustão em energia mecânica que será transmitida para as rodas por meio de rotação.

Finalmente, ocorre o quarto tempo do motor também chamado de Tempo de Escape. Neste tempo, a válvula de escape é aberta, e os gases queimados são expelidos para fora dos cilindros devido ao movimento do cilindro do PMI até PMS que empurra tais gases para fora e também das pressões elevadas nas quais tais gases se encontram. Encerrado tal tempo, dá-se início novamente ao ciclo, enquanto o motor estiver ligado.

3.3. Desempenho do Motor

Serão dispostos na sequência parâmetros de grande importância para o funcionamento de um motor. Através dos quais se faz possível inferir se o mesmo tem trabalhado de forma eficaz ou caso não esteja, permite saber o local a ser reparado.

3.3.1. Pressões Médias de um Motor de Combustão Interna

Um motor de combustão é caracterizado pela presença de duas pressões ao longo de seu funcionamento, sendo elas a Pressão Média Indicada (PMI) e a Pressão Média Efetiva (PME).

PMI se trata da pressão teórica aplicada sobre o pistão durante todo o curso 'L' de forma constante. Tal pressão, ao ser multiplicada pela quantidade de cilindradas, fornece o trabalho indicado, como na Figura 6.

Figura 6: Fonte: http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/downloads/2_PME.pdf

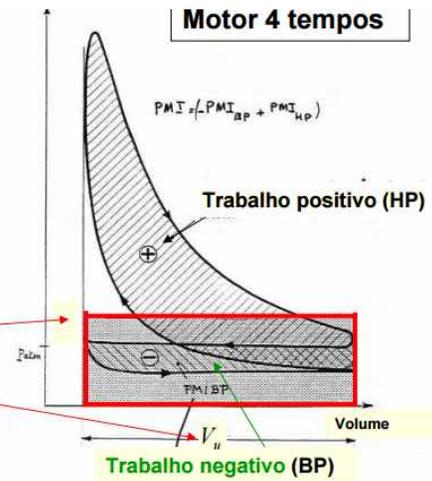
•Trabalho indicado:

$$W_i = \oint_{\text{cycle}} p \cdot dV$$

•Pressão Media Indicada (PMI):

$$W_i = PMI \cdot V_u$$

$$PMI = \frac{\oint p \cdot dV}{V_u}$$



O diagrama Pressão x Volume mostra o comportamento do pistão durante os tempos do ciclo do motor. Percebe-se que, no período de admissão, um trabalho é realizado sobre o pistão, visto que o mesmo passa do ponto morto superior para o inferior devido à PMI exercida sobre o pistão. Na sequência, já no período de compressão, acontece um aumento da pressão devido a uma diminuição do volume, de forma a fazer com que o pistão suba, caracterizando um trabalho positivo. Depois da compressão, acontece a expansão dos gases, realizando também um trabalho positivo, visto que há um aumento de volume e consequente, uma queda da PMI.

Já PME pode ser definida como uma pressão fictícia e está relacionada com o torque desenvolvido pelo motor sobre o virabrequim. As duas pressões podem ser relacionadas de acordo com a equação abaixo, sendo PMF a Pressão Média de Atrito.

$$PME = PMI - PMF$$

Portanto, com pressões médias bem como rotações mais elevadas, dentro dos padrões pré-estabelecidos pelos fabricantes a cada tipo de motor, se faz possível a obtenção de maiores potências para uma mesma cilindrada.

3.3.2. Potência e Torque

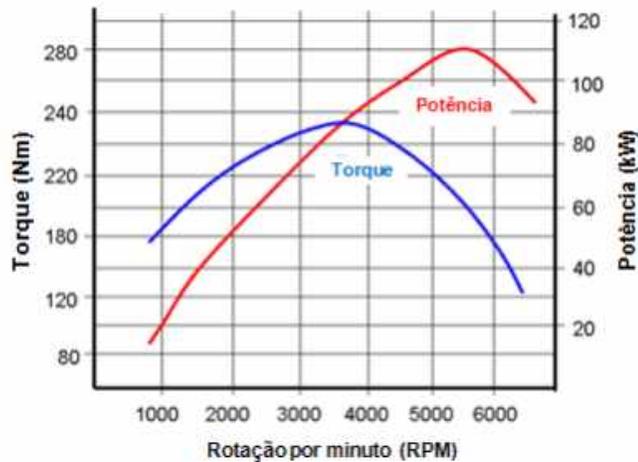
A potência desenvolvida por um motor é denominada de forma geral como, a potência gerada no eixo do motor (BHP) (STONE, 1999). O torque, por sua vez, representa a força exercida em um braço de alavanca, por exemplo, acoplado a um eixo para provocar sua rotação. Este é um excelente indicativo quando se busca analisar a capacidade de certo motor em realizar trabalho.

O desempenho do motor é, na maioria dos casos, indicado na forma de curvas de torque e potência que varrem a rotação de trabalho do motor. Tais curvas são, na verdade, a resposta de toda a interação de mecanismos e tecnologia envolvidos durante o funcionamento da máquina térmica. Através destas se obtém a sua identidade e é então possível determinar qual a melhor aplicação ou qual aprimoramento deve ser trabalhado em determinado motor. (MARTINS, 2006).

O motor, em resposta a todos os processos termodinâmicos em conjunto com seu complexo mecanismo, fornece no eixo de saída uma sequência de torques cíclicos obtidos através das fases de combustão do ciclo motor. Esta oscilação com frequência determinada é compensada pela existência de um volante de inércia que dá estabilidade ao conjunto e serve como reservatório de energia cinética, utilizada nas fases que consomem trabalho durante o ciclo. Assim, a resposta final no eixo do motor é um torque constante a certa rotação. Através da medição progressiva deste torque ao longo da faixa de rotação em que o motor opera pode se obter sua curva característica de torque. Em baixas rotações os avanços e atrasos de abertura e fechamento de válvulas resultam em baixo torque, mas com o aumento da velocidade o efeito dinâmico das colunas gasosas vai ganhando importância permitindo que maior quantidade de ar seja admitida em cada ciclo chegando ao torque máximo. A partir daí, o aumento de rotação implica em perdas de carga nos coletores e válvulas, maiores perdas por atrito e menor tempo de abertura de válvulas (MARTINS, 2006).

Tal comportamento fica evidente no gráfico indicado por Figura 7.

Figura 7: Potência e Torque em função da velocidade (Fonte: http://clubedocarroeletrico.com.br/index.php?/passo-a-passo/torque_ou_potencia/)



Através deste gráfico, nota-se que tanto torque como potência crescem a medida que a velocidade de rotação aumenta. No entanto, o torque atinge seu máximo um pouco antes que a potência e começa a decair. O decaimento sofrido pela curva de torque logo após o ponto máximo se deve ao fato de o motor não conseguir aspirar completamente a carga de ar-combustível quando sujeito a altas velocidades. Com a curva de potência algo semelhante acontece, e o decaimento é devido, entre outras coisas, às perdas por atrito.

3.3.3. Eficiência

A eficiência de um motor pode ser definida como a característica que o mesmo tem de ser produtivo, ou seja, conseguir o melhor rendimento com o mínimo de dispêndios.

Portanto, a eficiência dos motores de combustão interna depende de uma série de processos que, por sua vez, devem ter suas respectivas eficiências analisadas separadamente. Tais processos são, por exemplo, a injeção de combustível bem como a admissão de ar, que podem caracterizar eficiência volumétrica ou mesmo a ação dos pistões ao desenvolver os 4 tempos do ciclo Otto, podem gerar perdas caracterizando a eficiência mecânica.

A seguir serão discutidas um pouco mais detalhadamente algumas destas eficiências que são essenciais para o bom entendimento do funcionamento bem como para o projeto de novos motores.

3.3.3.1. Eficiência Mecânica

De acordo com Kutlar et al.(2005), a principal razão para a diminuição da eficiência em cargas parciais é a restrição do fluxo na seção de área transversal do sistema de admissão devido à borboleta parcialmente fechada. O autor estudou alguns métodos para otimizar a eficiência e o consumo de combustível em cargas parciais de motores de quatro tempos do ciclo Otto. Entre as propostas, estão o sistema de variação do tempo de abertura e cruzamentos das válvulas de admissão e escapamento, sistema de taxa de compressão variável, sistema de sobrealimentação, sistema de carga estratificada, desativação ou corte de injeção de cilindros e aplicação de alguns desses sistemas combinados.

Segundo Heywood (1988), em motores modernos são encontrados valores de 90% de eficiência mecânica em rotações entre 1800 rpm a 2400 rpm com a borboleta totalmente aberta, diminuindo-se para valores de 75% em rotações mais elevadas, próximas da faixa de potência máxima do motor. Conforme a variação do ângulo da borboleta de motores ciclo Otto, os valores da eficiência mecânica decrescem, podendo chegar eventualmente a zero, com a borboleta totalmente fechada.

3.3.3.2. Eficiência Volumétrica

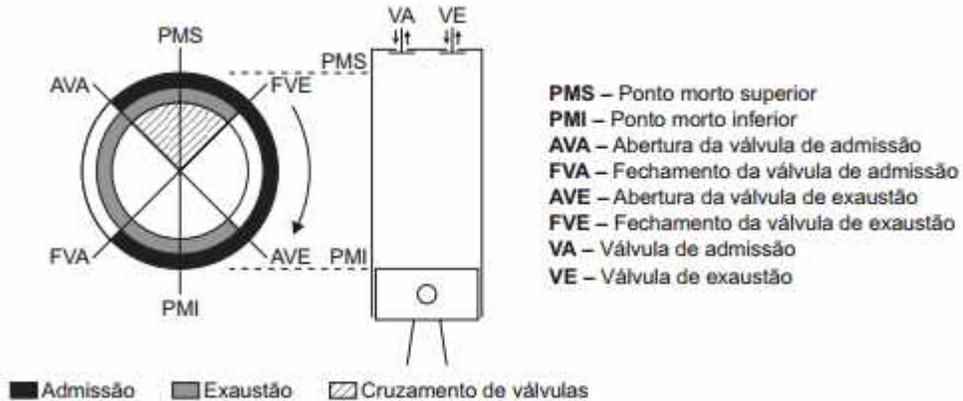
A eficiência volumétrica é definida como a massa de mistura ambiente que entra no cilindro no tempo de admissão, dividida pela massa de mistura que vai preencher o espaço disponível na câmara considerando-se a densidade do ar na admissão (TAYLOR, 1985).

É desejável que se obtenha o máximo de eficiência volumétrica em um motor, visto que a quantidade de combustível que pode ser queimada e a potência produzida para um dado deslocamento são maximizadas (FERGUSON, 1986).

São vários os fatores que influenciam a eficiência volumétrica, dentre eles a velocidade do pistão, as pressões de admissão e exaustão, a taxa de compressão do motor, a transferência de calor, a geometria do sistema de admissão e a exaustão, e outras variáveis de operação do motor (Heywood, 1988). Segundo Silva (2004), a disposição do coletor de admissão também pode influenciar fortemente o desempenho da eficiência volumétrica e, por consequência, o motor.

A Figura 8 apresenta um diagrama contendo o esquema de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão do ciclo de um motor de combustão interna.

Figura 8: Diagrama mostrando a abertura e o fechamento das válvulas de admissão e exaustão no ciclo de um motor de combustão interna de quatro tempos (Fonte: Minerva)



Como se pode ver, neste tipo de motor a válvula de admissão é aberta antes mesmo do pistão alcançar o PMS, de forma que o ar já passa a ser admitido neste momento para dentro da câmara. Esta, por sua vez, só é fechada após o pistão passar pelo PMI estando, portanto, na fase de compressão. Já a válvula de expansão é aberta alguns graus antes de atingir o PMI, ainda na fase da expansão.

Na sequência, o pistão sobe até o PMS, de forma a descarregar os gases queimados na combustão através do coletor de escape. Nota-se ainda, que a válvula de expansão é fechada somente depois que o pistão passa pelo PMS. Desta forma, é possível observar que existe um espaço angular onde as duas válvulas, admissão e exaustão, estão abertas simultaneamente. Tal espaço é comumente conhecido como cruzamento de válvulas.

Conhecendo-se o diagrama de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape, a taxa de compressão (r), a pressão de exaustão (P_{exaust}) e admissão (P_{ind}) e a densidade da mistura (ρ_{ind}), pode-se avaliar a eficiência volumétrica para rotação zero do motor com a Equação (2) (FERGUSON, 1986).

A eficiência volumétrica é dada pela equação (2).

$$\eta_v = 1 - \frac{P_e/P_i - 1}{\gamma(r-1)} \quad (2)$$

Onde:

P_e é a pressão de exaustão,

P_i é pressão de admissão,

γ é dado pela densidade da mistura (ρ_{ind}) multiplicado pelo aceleração da gravidade.

De acordo com Stone e Ball (2004), a eficiência volumétrica tem um efeito direto na potência de saída do motor, na medida que a massa de ar no cilindro determina a quantidade de combustível que pode ser queimada.

Portanto, a eficiência volumétrica está ligada à capacidade de um motor desenvolver potência, bem como obter desempenho. Logo, quanto mais ar o motor conseguir ingerir por ciclo mais combustível pode ser queimado e mais energia pode ser convertida em trabalho e potência.

3.3.3.3. Eficiência Térmica e Consumo Específico

De acordo com Heywood (1988), o consumo específico representa o quanto de eficiência apresenta um motor levando-se em consideração o combustível utilizado. O consumo específico, por sua vez, representa o consumo mássico de combustível por unidade de trabalho de saída. É um indicador utilizado na observação do comportamento de MCI em diferentes regimes de funcionamento (rotação e carga) e na comparação de diferentes combustíveis.

Já a eficiência térmica baseia-se na quantidade de energia existente na mistura combustível-ar convertida em trabalho durante a combustão.

A relação entre o consumo específico de combustível e a eficiência da conversão de combustível, ou eficiência térmica, pode ser dada pela equação 3, abaixo (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_t = \frac{1}{CE*PC} \quad (3)$$

Onde CE representa o consumo específico de combustível.

3.3.4. Fatores que Influenciam na Eficiência de Motores de Combustão Interna

3.3.4.1. Turbulência

A turbulência é um fator extremamente importante quando se fala em eficiência de motores visto que a mesma influencia na formação da mistura ar-combustível. De forma que uma

elevada turbulência dentro do cilindro melhora a preparação da mistura bem como aumenta a velocidade de propagação da chama.

De acordo com Lee, Bae e Kang (2007) o formato da câmara de combustão e do coletor de admissão são fatores que exercem influência na turbulência do fluxo de ar, nas emissões, economia de combustível e limite de operação em misturas pobres de um motor.

A turbulência pode ser criada ou potencializada por um ou mais padrões de escoamento no interior do cilindro sendo Swirl, Tumble e Squish alguns fenômenos causados pelas intervenções utilizadas.

De acordo com Heywood (1988) o termo “swirl” pode ser definido pelo movimento circular da carga em volta do eixo axial do cilindro do motor. O aumento da turbulência por “swirl” pode ser obtido por meio de obstáculos no processo de admissão, como defletores nas válvulas de admissão ou encurvamentos no conduto de admissão. A turbulência causada pelo efeito “tumble”, também conhecida por “turbilhão em barril”, caracteriza-se por movimentos de turbilhão de eixo perpendicular ao eixo do cilindro. De acordo com Martins (2006), esse movimento ocorre mais facilmente em motores de 4 válvulas por cilindro. Segundo Martins (2006), “squish” consiste no “esmagamento” da mistura na periferia da câmara de combustão quando o pistão sobe até à posição mais elevada do cilindro (PMS).

O aumento da taxa de compressão também pode levar a um aumento da turbulência da mistura, pois gera pressões e temperaturas mais elevadas, tendo como uma das consequências a diminuição da energia requerida para a ignição da mistura e também favorecendo-se a combustão (MARTINS, 2006).

3.3.4.2. Razão de Compressão

Razão de compressão, também conhecida como taxa de compressão, pode ser definida como a relação entre o volume de mistura aspirada pelo pistão que está dentro do cilindro somado ao pequeno volume da câmara de combustão que será posteriormente comprimido no pequeno espaço da câmara de combustão no segundo tempo do motor pelo volume da câmara de combustão. Esta, por sua vez, é dada pela equação 4.

$$R_c = \frac{V+v}{v} \quad (4)$$

Onde:

R_c = relação de compressão (adimensional)

V = cilindrada individual (de um pistão),

v = volume da câmara de combustão.

Quando ocorre um aumento da razão de compressão, aumenta o pico de pressão no cilindro, proporcionando uma maior pressão média efetiva. Com o aumento da pressão ocorre proporcionalmente um aumento da temperatura na câmara de combustão, que, por sua vez, requer um ângulo de ignição retardado para se contrapor ao aumento da tendência de ocorrer o fenômeno da detonação. O principal motivo para aumentar a razão de compressão no motor é o aumento da densidade da mistura combustível/ar, possibilitando uma melhor utilização da energia liberada na combustão. Conseqüentemente há uma melhora tanto na eficiência térmica quanto no desempenho do motor, diminuindo o consumo específico de combustível (HEISLER, 1995).

A razão de compressão está diretamente relacionada à octanagem do combustível, e esta por sua vez é um fator limitante à taxa de compressão do motor. Como explica Martins (2006), o índice de octano (IO) do combustível condiciona a taxa de compressão do motor pela ocorrência de combustão anormal, normalmente conhecida por detonação (do inglês: *Knocking*).

3.3.4.3. Avanço da Ignição

Ao longo do ciclo de trabalho do motor ciclo Otto de 4 tempos, somente durante o tempo de expansão é realizado trabalho no eixo do motor. Nos outros três tempos, há somente consumo de energia. Para que o objetivo de alcançar o máximo desempenho com menor consumo seja alcançado é de suma importância maximizar a energia fornecida ao eixo do motor durante o ciclo de expansão.

O ponto de avanço de ignição se trata do momento em que ocorre a centelha para iniciar combustão. Mantidas constantes as quantidades de ar e combustível, pode-se obter a otimização da pressão de combustão através da variação do ponto de avanço de ignição do motor em relação ao ângulo de giro do virabrequim.

3.4. Coletores de Admissão

A principal função dos condutos de admissão nos motores de combustão interna é direcionar o ar atmosférico até os cilindros, garantindo-se a uniformidade de massa entre eles. Além disso, os condutos possuem funções de aperfeiçoamento no rendimento volumétrico e na produção de baixas perdas de pressão ao longo do escoamento dentro deles. A uniformidade de entrada de ar em cada cilindro impõe que o ar admitido escoe através de geometrias similares. Espera-se, portanto, que a geometria dos dutos seja projetada de acordo com as características de trabalho de cada motor. Logo, tem-se que o comprimento e o diâmetro do duto, e eventuais câmaras intermediárias, exercem um papel fundamental no projeto de sistemas de admissão, levando-se ainda em consideração os complexos efeitos pulsantes com variações temporais e espaciais. (HANRIOT,2001)

O desempenho do motor depende, dentre outros fatores, principalmente da quantidade de ar utilizada em cada ciclo. Quanto maior a massa de ar introduzida, maior será a quantidade de combustível que poderá ser queimado. Portanto maior será a energia introduzida no ciclo e conseqüentemente resultará em uma maior potência indicada. A eficiência do sistema de admissão é medido pelo grau de enchimento de massa de ar no motor. A massa de ar admitida varia com a velocidade de rotação do motor porque a resistência que o fluido encontra no escoamento através do conduto até o cilindro depende da forma e da dimensão peculiar deste sistema de admissão. A resistência ao escoamento é maior quanto maior for a velocidade do fluido (GIACOSA, 1986).

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas em que o gás é admitido e descarregado através de válvulas – localizadas no corpo do cabeçote do motor como mostrado anteriormente – as quais trabalham de modo alternativo. Como consequência, o movimento do gás é pulsante e não estacionário; ou seja, a velocidade e a pressão variam no tempo. Isso é determinado pela diferença de pressão entre a entrada do duto de admissão e o cilindro. No interior do duto, sobrepostos ao movimento do gás, surgem também os fenômenos pulsantes (oscilação de pressão devido ao movimento das válvulas e do pistão) (HANRIOT,2001).

A massa de ar efetivamente introduzida no cilindro varia com a velocidade de rotação do motor, com a cilindrada, com a geometria do conduto de admissão e condições atmosféricas tais como umidade, temperatura e pressão. A geometria do conduto de admissão possui importante influência na eficiência volumétrica do motor. O conduto de admissão deve ser dimensionado de tal forma a permitir a maior quantidade possível de ar a ser introduzida no cilindro. A velocidade

do ar é influenciada pela área da seção do conduto de admissão e pela área entre a válvula e sua sede (GIOCOSA, 1986).

Os coletores de admissão e de exaustão respondem pelos principais efeitos sobre o desempenho, poluição sonora e emissões de poluentes de motores de combustão interna. Todos os gases admitidos e expelidos pelo movimento dos pistões sofrem influência direta dos condutos de admissão e exaustão. Basicamente, tem-se que, para melhorar o desempenho de um sistema de admissão, basta proporcionar altas pressões de massa de ar sobre a válvula de admissão, de modo a elevar a quantidade de gás que entra no cilindro. O período em que se deve manter essa alta pressão é entre o PMI (na admissão) e um instante após o fechamento da válvula. Isso permite que o processo de aspiração se estenda significativamente além do PMI, armazenando uma massa de ar significativa sob alta pressão que evita qualquer aparecimento de fluxo reverso dentro do duto. (WINTERBONE e PERSON, 1999).

3.4.1. Geometria

Segundo Malfitouni et al. (2006), um dos objetivos do projeto do coletor de admissão, visando a melhor eficiência volumétrica para o MCI (motor de combustão interna), é distribuir uniformemente a vazão entre todos os cilindros. Para tanto se recomenda a aplicação de uma simetria entre os dutos do coletor. Logo, tem-se os seguintes parâmetros que devem ser considerados:

- Distribuição uniforme do ar para todos os cilindros;
- O mínimo de resistência ao fluxo nos dutos;
- Utilizar as ondas de pressão para maximizar o enchimento dos cilindros;
- Eliminar fluxos turbulentos e cantos desnecessários (dobras, joelhos, curvas entre outras perdas de carga);
- Posicionamento do corpo de borboleta, considerando a simetria do pleno.

Portanto, os parâmetros citados acima servem como pontos iniciais quando se pretende analisar as características físicas dos coletores. Estas características envolvem variáveis como diâmetro do coletor bem como o comprimento dos dutos, entre outros.

Com base no modelo numérico desenvolvido, Nowakowski e Sobieszczanski (1999) obtiveram como resultado uma maior quantidade de ar introduzida no cilindro quando foi utilizado o sistema de admissão com 800 mm de comprimento a uma velocidade de rotação do motor mais baixa. Com a redução do comprimento do conduto a quantidade de ar introduzida tende a diminuir e o pico máximo de enchimento do motor tende a ocorrer em velocidades mais elevadas. Os autores concluíram que o comprimento do sistema de admissão influencia nos valores e velocidades de rotação de torque máximo e potência máxima. Com o aumento do comprimento do sistema de admissão a região de torque máximo tende a ocorrer em velocidades de rotação mais baixas, resultando em valores de torque mais elevados mas com uma redução da potência máxima desenvolvida pelo motor, como pode ser visto abaixo os resultados obtidos na Tabela 1, Figura 9 e Figura 10. (CAETANO, 2008)

Tabela 1: Comparação dos Resultados Calculados e Testados Experimentalmente (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).

| Velocidade de rotação [rpm] | Massa introduzida no cilindro | Torque obtido do teste | Massa introduzida no cilindro | Torque obtido do teste | Massa introduzida no cilindro | Torque obtido do teste | Massa introduzida no cilindro | Torque obtido do teste | Massa introduzida no cilindro | Torque obtido do teste |
|--------------------------------|-------------------------------|------------------------|-------------------------------|------------------------|-------------------------------|------------------------|-------------------------------|------------------------|-------------------------------|------------------------|
| | l=220mm [kg] | l=220mm [Nm] | l=340mm [kg] | l=340mm [Nm] | l=480mm [kg] | l=480mm [Nm] | l=570mm [kg] | l=570mm [Nm] | l=800mm [kg] | l=800mm [Nm] |
| 1500 | 0.000383 | 44.6 | 0.000384 | 43.8 | 0.000386 | 45.3 | 0.000388 | 46.0 | 0.000396 | 44.6 |
| 2000 | 0.000391 | 48.1 | 0.000396 | 47.6 | 0.000407 | 48.5 | 0.000404 | 49.3 | 0.000430 | 53.7 |
| 2500 | 0.000402 | 51.6 | 0.000412 | 52.7 | 0.000425 | 55.6 | 0.000437 | 57.1 | 0.000498 | 58.5 |
| 3000 | 0.000412 | 53.0 | 0.000429 | 54.2 | 0.000453 | 58.2 | 0.000475 | 59.2 | 0.000519 | 58.3 |
| 3500 | 0.000421 | 51.8 | 0.000443 | 54.6 | 0.000473 | 55.8 | 0.000491 | 54.9 | 0.000494 | 56.2 |
| 4000 | 0.000425 | 52.1 | 0.000448 | 53.6 | 0.000470 | 53.4 | 0.000474 | 53.9 | 0.000445 | 50.3 |
| 4500 | 0.000414 | 51.1 | 0.000429 | 51.4 | 0.000436 | 50.6 | 0.000420 | 49.8 | 0.000383 | 45.8 |
| 5000 | 0.000398 | 48.8 | 0.000406 | 47.6 | 0.000392 | 45.6 | 0.000392 | 44.6 | 0.000357 | 40.5 |
| 5500 | 0.000379 | 44.6 | 0.000378 | 42.2 | 0.000363 | 39.5 | 0.000347 | 38.0 | | 36.4 |

Figura 9: Velocidade de rotação para a massa máxima admitida calculada em função do comprimento do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).



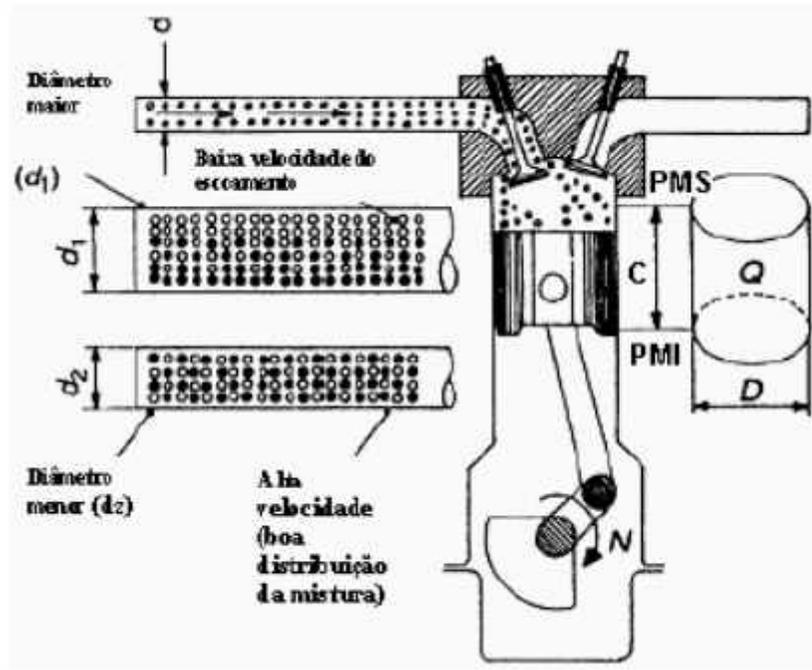
Figura 10: Torque máximo calculado em função do comprimento do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).



Para otimizar a quantidade de ar fresco induzido no interior do cilindro, a válvula de admissão inicia a sua abertura no final do processo de exaustão, quando os gases queimados possuem uma velocidade que é suficiente para criar uma região de depressão no início do sistema de exaustão. Se a válvula de admissão inicia a sua abertura muito cedo, parte desses gases de exaustão e aqueles não queimados podem ser empurrados em direção ao conduto de admissão, através da válvula de admissão, ao invés de serem conduzidos para o sistema de exaustão. Isto pode ocorrer quando a depressão média no conduto de admissão é maior que no interior do cilindro. O atraso no fechamento da válvula de admissão para depois do PMI tem como objetivo utilizar a inércia da mistura admitida movendo-se em direção à porta da válvula. Isto proporciona um maior tempo de entrada de ar no interior do cilindro, aumentando a massa de ar e proporcionando uma maior eficiência volumétrica. Este efeito é conhecido como “efeito RAM” (BENSON, 1986).

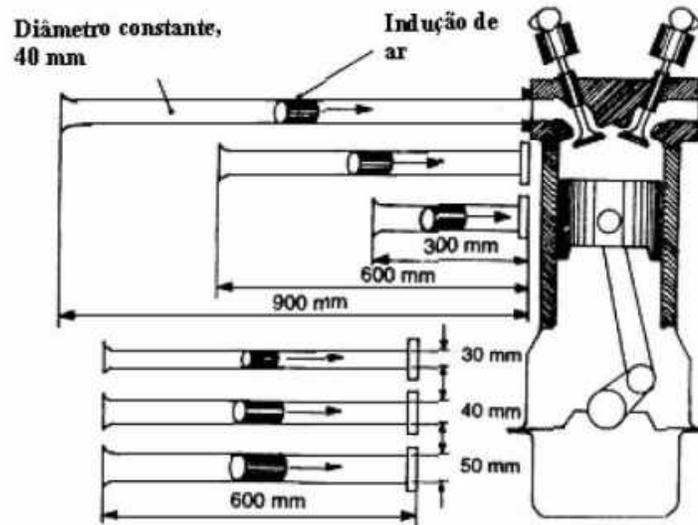
As flutuações da energia cinética na coluna da massa de ar admitido, causadas pela abertura e fechamento periódico das válvulas de admissão e exaustão podem ser utilizadas para melhorar a eficiência volumétrica utilizando o efeito RAM, que é dependente do diâmetro e do comprimento do conduto de admissão, como mostra a Figura 11. Para condutos com o mesmo diâmetro, o que possuir o maior comprimento sentirá mais os efeitos inerciais, pois terá uma maior coluna de massa dentro do conduto. Por outro lado, maior será a perda de carga ao longo do conduto. O efeito inercial provoca uma melhor eficiência volumétrica em velocidades de rotação mais baixas. Para um dado comprimento, quanto menor for o diâmetro, maior será a velocidade da massa admitida e, para o maior diâmetro, resultará uma maior área de contato com a massa admitida, proporcionando uma maior perda de carga (HEISLER, 1995).

Figura 11: Efeito da geometria do conduto de admissão (Heisler, 1995).



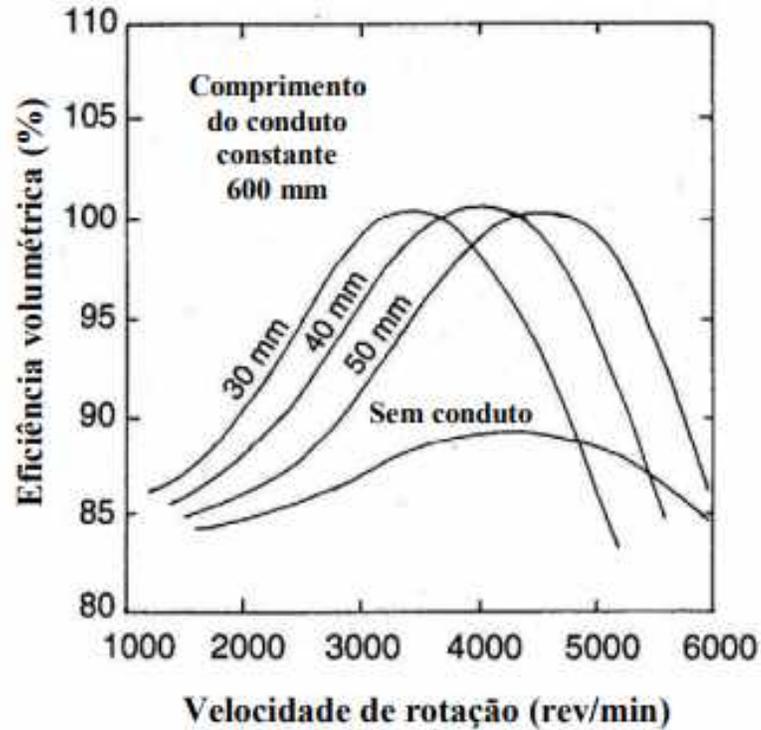
Com o intuito de demonstrar a influência da geometria do duto de admissão na eficiência volumétrica do motor, Heisler (1995) fez um experimento para um motor com ignição por centelha de 6 cilindros e 3,5 litros. A Figura 12 apresenta um esquema ilustrativo das dimensões usadas. Como se vê, inicialmente manteve-se o diâmetro constante e alterou-se o comprimento dos condutos. Na sequência, manteve-se o comprimento do duto constante e alterou-se o diâmetro.

Figura 12: Diferentes Geometrias para estudo da Eficiência Volumétrica (Fonte: Heisler, 1995)



Os resultados obtidos estão indicados pela Figura 13 e Figura 14. Portanto, concluiu-se que para os tubos com o diâmetro menor e comprimento maior, maior é a perda de carga, portanto maior é a resistência ao fluxo. Ao variar o diâmetro, foi notado que o valor do pico máximo de eficiência volumétrica produzido é aproximadamente o mesmo para todos os diâmetros testados. Porém, quando foi utilizado o menor diâmetro maior foi a velocidade do ar e o pico máximo de eficiência volumétrica ocorreu em uma rotação mais baixa do motor como mostra a Figura 15. Ao variar o comprimento e permanecendo os diâmetros dos tubos inalterados, observou-se que o valor do pico máximo do rendimento volumétrico foi maior para o tubo de maior comprimento, ocorrendo em rotação mais baixa em função do efeito de inércia do fluido aspirado. Já o efeito produzido pelo tubo de menor comprimento foi um melhor rendimento volumétrico em rotação mais elevada, embora o valor do pico de máximo rendimento volumétrico tenha sido menor, conforme mostra a Figura 14. (CAETANO, 2008)

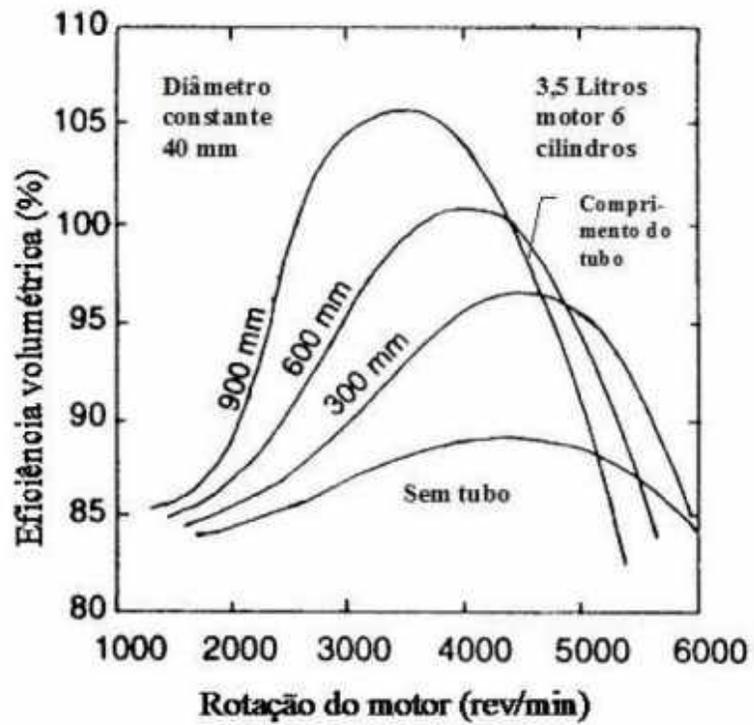
Figura 13: Eficiência volumétrica x rotação do motor (Fonte: Heisler, 1995)



Segundo Heisler (1995), na fixação do comprimento do duto do coletor observa-se que:

- Quanto maior o diâmetro maior a área de troca de calor;
- Coletores de diâmetros menores aceleram a velocidade do fluido e conseqüentemente reduzem a rotação em que a eficiência volumétrica tem seu maior valor;
- O valor máximo de eficiência volumétrica não se altera com a variação do diâmetro, apenas a rotação em que ele ocorre.

Figura 14: Eficiência volumétrica x rotação do motor (Fonte: Heisler, 1995)



O ar no interior do conduto de admissão possui uma energia cinética (energia de movimento). Esse “conteúdo energético”, se oportunamente aproveitado, pode determinar uma maior compressão no interior do cilindro exatamente no momento em que a válvula de admissão de fecha. Cria-se então uma fonte de sobre-alimentação natural devido à inércia dos gases de admissão, melhorando a eficiência volumétrica (Heywood, 1988).

4. METODOLOGIA

O software escolhido para a simulação realizada neste trabalho trata-se do BOOST, da empresa AVL. Tal empresa desenvolve diversos softwares para a simulação de motores, os quais geram soluções numéricas para as equações de transporte. Entre estas pode-se citar a solução numérica pelo método implícito de volumes finitos, método este utilizado no modelo em 3D, e o método de diferenças finitas explícito, usado pelo modelo em 1D. Este último modelo, em 1D, é o usado pelo BOOST.

O programa unidimensional significa que as pressões, temperaturas e velocidades de escoamento obtidas nas soluções das equações da dinâmica dos gases representam a média dos valores da seção transversal das tubulações. Isto possibilitou que o “software” desempenhasse uma ótima economia no tempo de processamento computacional utilizado pelo hardware, ao longo das simulações. Segundo Barros (2013), os modelos unidimensionais são modelos que apresentam complexidade elevada e permitem avaliar comportamentos específicos dos diversos subsistemas envolvidos no funcionamento de um motor de combustão interna. “O esforço computacional é médio, de tal forma que se podem realizar cálculos de vários ciclos em um intervalo pequeno de tempo, possibilitando a simulação de sistemas completos, tais como, veículos ou sistemas geradores.” (CAMPOS, 2015)

Tal software se mostra bastante interessante pois possibilita a criação de um motor completo de forma bastante intuitiva, visto que a montagem do motor é feita selecionando os elementos que o mesmo oferece e os conectando por tubulações. Tais elementos são, por exemplo, cilindros, catalisadores, intercoolers, filtros de ar, turbocompressores, modelos de junção, entre outros.

Além disso, o BOOST permite a previsão e otimização de sistemas de admissão e exaustão, simulação de combustão, análise de emissão e análise acústica. O mesmo possibilita também a simulação tanto para cálculos em regime permanente quanto transiente.

No entanto, o BOOST exige que o usuário entre com uma grande quantidade de informações, sendo que algumas serão mencionadas na sequência, pois serão apresentados as equações matemáticas utilizadas pelo software para alguns elementos importantes.

4.1. Espécies de Transporte e Propriedade dos Gases

O modelo de escoamento do programa utiliza a solução das equações de conservação da continuidade, energia e momento, que são resolvidas em uma dimensão. O programa utiliza um método de integração explícito no tempo, no qual as variáveis principais são vazão mássica, densidade e energia interna. (AVL, 2011)

4.1.1. Método Clássico de Transporte

AVL BOOST® calcula as propriedades do gás em cada célula, em cada intervalo de tempo, com a composição instantânea. O “software” possui um banco de dados de espécies, que possibilita duas abordagens diferentes para a descrição da composição do gás (transporte de espécies) e do cálculo das propriedades de gás disponíveis. (CAMPOS, 2015)

A diferença entre as duas abordagens é que no modo de transporte de espécies clássico, que é o modo padrão de simulação, as equações de conservação para produtos da combustão (juntamente com a razão ar-combustível característica para eles) e vapor de combustível são resolvidas considerando o equilíbrio químico. A fração mássica do ar é calculada através da equação 5: (CAMPOS, 2015)

$$w_{air} = 1 - w_{FV} - w_{CP} \quad (5)$$

A razão ar-combustível característica para os produtos da combustão é calculada através da equação 6:

$$AF_{CP} = \frac{w_{CP} - w_{FB}}{w_{FB}} \quad (6)$$

Onde,

w_{air} é a fração de massa de ar;

w_{FV} é a fração de vapor de combustível;

w_{CP} é a fração de massa do produto da combustão;

AF_{CP} é a taxa de ar-combustível presente no produto da combustão;

w_{FB} é a fração em massa de combustível queimado.

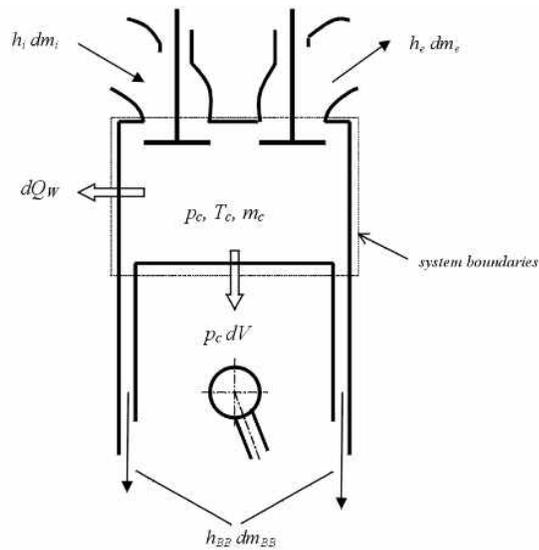
Para o cálculo das propriedades do gás dos gases de escape, a relação de ar-combustível é utilizada como medida para a composição do gás. A relação de ar-combustível, neste caso, significa a relação de ar-combustível em que ocorreu a combustão a partir da qual os se original os gases de escape. A composição dos gases de combustão é obtida a partir do equilíbrio químico considerando a dissociação às altas temperaturas no cilindro. (AVL BOOST, 2014)

4.2. Cilindro

4.2.1. Equações de Conservação

A Figura 15 trata-se de um ilustrativo para facilitar a identificação das variáveis, bem como o volume de controle adotado. O cálculo termodinâmico do cilindro é baseado na primeira lei da termodinâmica, como pode ser visto pela equação 7. O balanço de massa do cilindro, por sua vez, está indicado pela equação 8.

Figura 15: Balanço de energia do Cilindro (Fonte: [file:///C:/Program%20Files%20\(x86\)/AVL/documentation/BOOST/v2014.1/BOOST_Theory/index.html](file:///C:/Program%20Files%20(x86)/AVL/documentation/BOOST/v2014.1/BOOST_Theory/index.html))



$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (7)$$

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} - \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (8)$$

Onde,

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ é a variação de energia interna no cilindro;

$-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ é o trabalho do pistão;

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ é a parcela entrada de calor do combustível;

$\frac{dQ_W}{d\alpha}$ representa a perda de calor nas paredes do cilindro;

m_c é a massa no interior do cilindro;

u é a energia interna específica;

p_c é a pressão no cilindro;

V é o volume do cilindro;

Q_F é a energia do combustível;

Q_W é a perda de calor pelas paredes;

α é o ângulo da manivela;

dm_i é o elemento de massa que entra no cilindro;

dm_e é o elemento de massa que sai do cilindro;

h_i é a entalpia do fluxo mássico que entra no cilindro;

h_e é a entalpia do fluxo mássico que sai do cilindro;

q_{ev} é o calor de evaporação do combustível;

4.3. Tubulações

4.3.1. Equações de Conservação

As equações que descrevem o fluxo dentro da tubulação unidimensional são dadas pela Equação de Euler, onde U representa um vetor de estado e F um vetor de fluxo.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (9)$$

4.4. Solução Numérica

Durante o curso da integração numérica da "Equação de Euler" (Equação 9), a atenção especial deve ser focada no controle do tempo. Para alcançar uma solução estável, o critério CFL (critério de estabilidade definido por Courant, Friedrichs e Lewy) deve ser cumprido: (AVL BOOST, 2014)

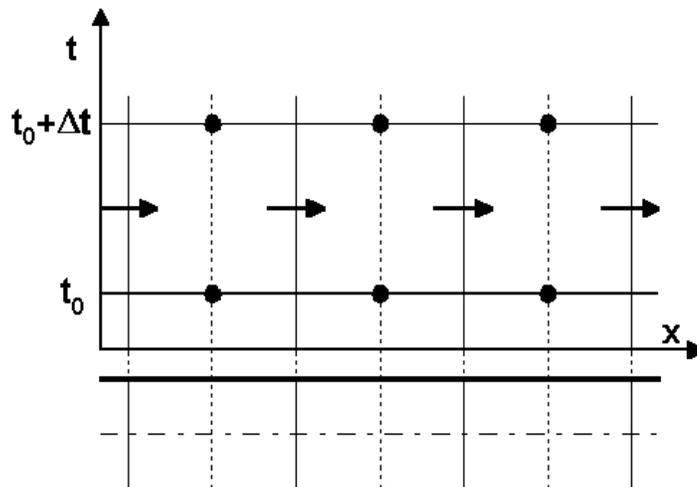
$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{u+a} \quad (10)$$

Isso significa que uma certa relação entre o passo do tempo e os comprimentos das células deve ser cumprida. O BOOST determina a relação do passo do tempo para o tamanho da célula no início do cálculo com base nas condições iniciais especificadas nos tubos. No entanto, o critério CFL é verificado a cada passo durante o cálculo. (AVL BOOST, 2014)

Se o critério não for cumprido devido a condições de fluxo significativamente alteradas nos tubos, o passo de tempo é reduzido automaticamente. (AVL BOOST, 2014)

Um esquema ENO é usado para a solução do conjunto de equações diferenciais não-lineares discutidas acima. O esquema ENO baseia-se em uma abordagem de volume finito. Isso significa que a solução no final do tempo é obtida a partir do valor no início do tempo e dos fluxos sobre os limites da célula: (AVL BOOST, 2014)

Figura 16: Conceito de Volume Finito (Fonte: AVL BOOST, 2014)

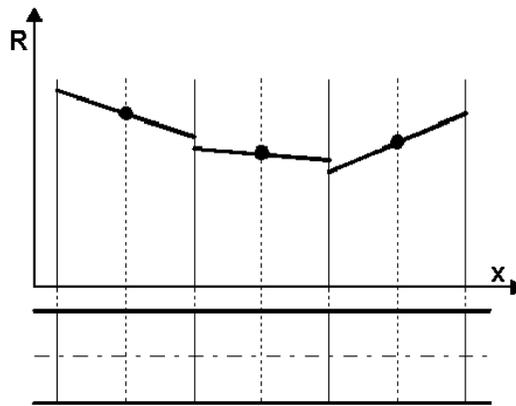


Para a abordagem mostrada na Figura 16, é necessário o cálculo dos fluxos de massa, momento e energia sobre os limites das células no meio do tempo. Isso pode ser feito usando as

equações de conservação básicas, que dão uma relação direta entre um gradiente na direção x e o gradiente ao longo do tempo. (AVL BOOST, 2014)

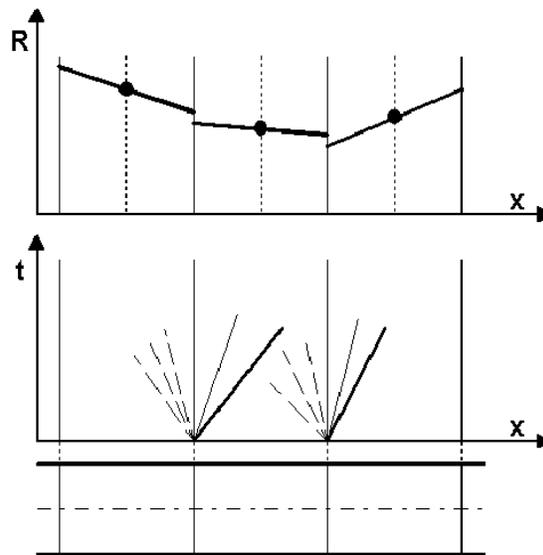
O gradiente na direção x é obtido por uma reconstrução linear do campo de fluxo no início do passo do tempo. (AVL BOOST, 2014)

Figura 17: Reconstrução linear do campo de fluxo (Fonte: AVL BOOST, 2014)



A partir desta informação, os fluxos de massa, momento e energia nas bordas de cada célula podem ser calculados. Normalmente, o fluxo na borda da célula direita não será igual ao fluxo na borda da célula esquerda da célula adjacente, que é uma condição necessária para atender aos requisitos de continuidade. Para superar este problema, um Riemann-Solver é usado para calcular o valor médio correto dos dois fluxos diferentes na borda da célula, conforme mostrado na figura a seguir. (AVL BOOST, 2014)

Figura 18: Ondas de pressão de discontinuidades nas Bordas das Células (Fonte: AVL BOOST, 2014)

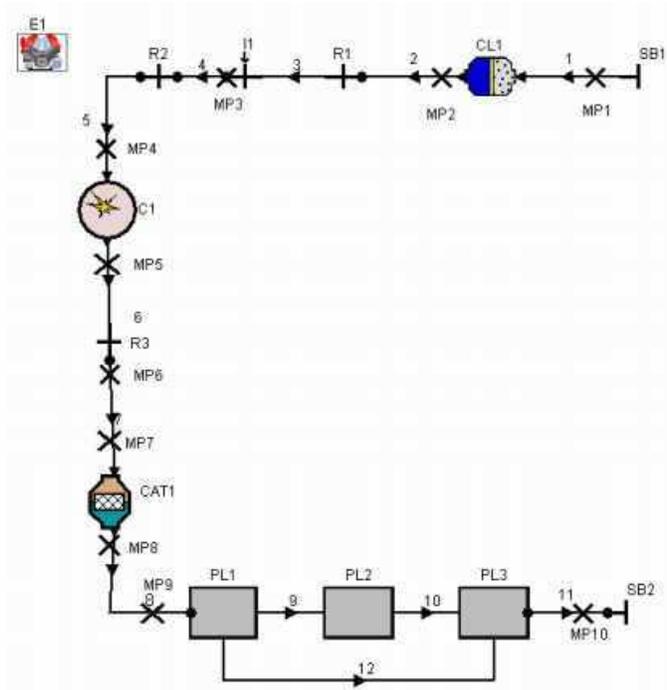


A principal vantagem de um esquema ENO é que ele permite que a mesma precisão seja alcançada como pode ser obtida com esquemas de diferenças finitas precisas de segunda ordem, mas tem a mesma estabilidade que esquemas de diferenças finitas precisas de primeira ordem. (AVL BOOST, 2014)

4.5. Geração do Modelo

Inicialmente, na área de trabalho do BOOST é criado o modelo, adicionado os seguintes elementos: um motor (E1), 1 cilindro (C1), 1 filtro de ar (CL1), 1 calatisador (CAT1), 1 injetor (I1), 2 limitadores do sistema (SB1 e SB2), 3 *plenums* (PL1, PL2 e PL3), 3 restrições (R1, R2 e R3), 10 pontos de medida (MP1 até MP10) e 12 tubulações. A Figura 19 mostra a disposição dos elementos citados anteriormente.

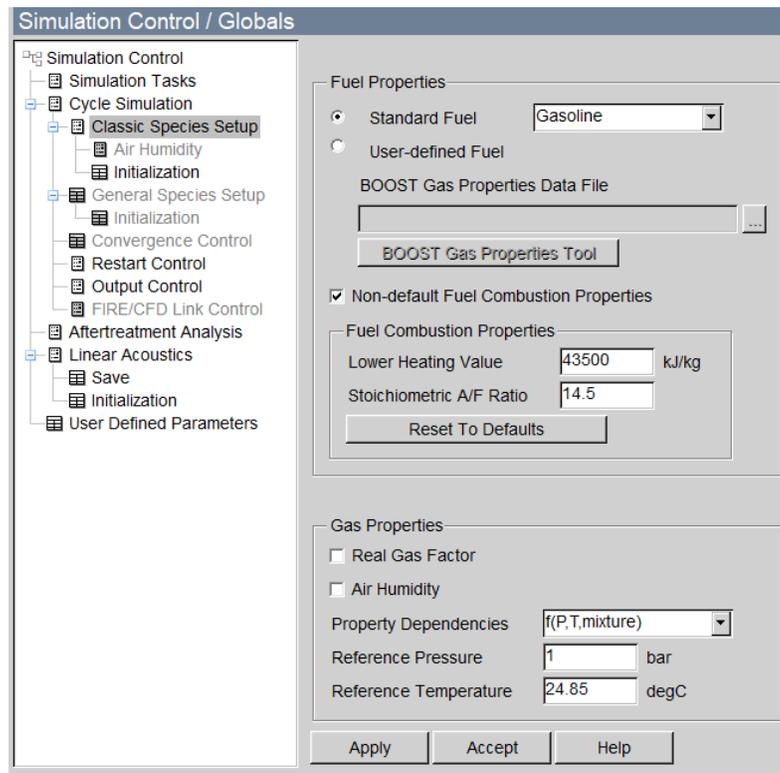
Figura 19: Esboço do Modelo virtual do motor



Após a montagem do modelo, o software solicita a especificação dos dados gerais de entrada antes de adicionar dados aos elementos. É nesta etapa onde define-se os parâmetros da simulação. Inicialmente, se diz para o software o que se pretende simular, sendo que neste caso optou-se por “*Cycle Simulation*”, pois pretende-se analisar os ciclos do motor em questão.

Dentro da opção “*Cycle Simulation*”, seleciona-se o modelo clássico em espécie de transporte, o qual já foi explicado anteriormente, e o fluido padrão escolhido foi a gasolina. A Figura 20 apresenta os dados de entrada solicitados pelo software tais como a relação estequiométrica em que acontecerá a combustão, entre outros.

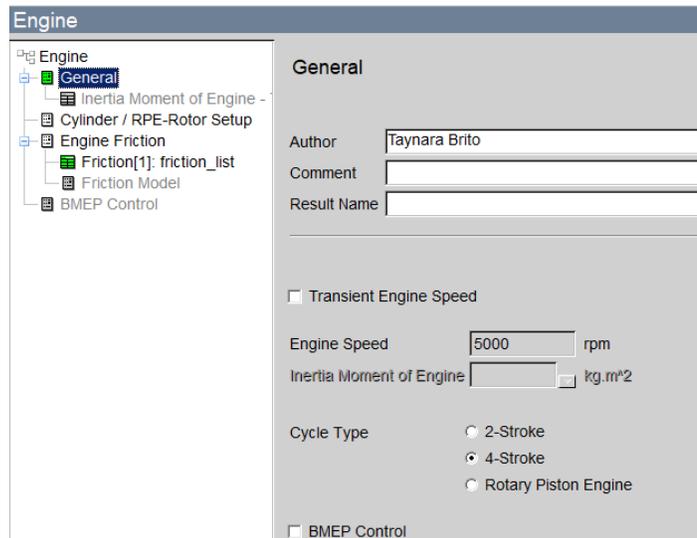
Figura 20: Entrada de Dados Iniciais



Por fim, inicia-se a adição de informações a cada um dos elementos do modelo apresentado.

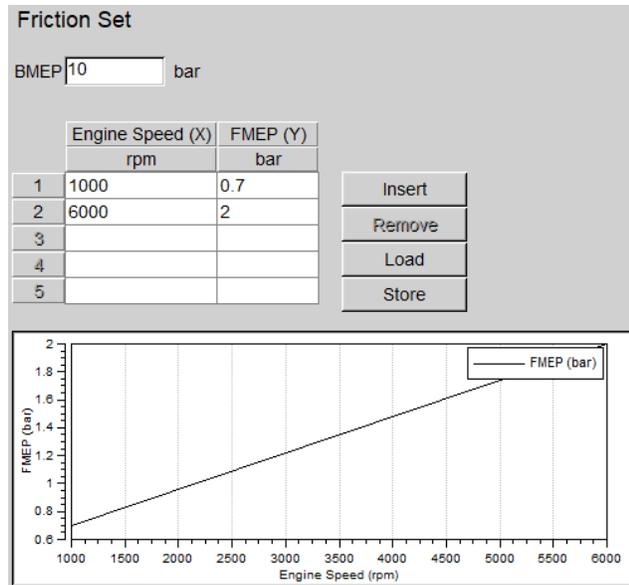
Na janela do elemento “*Engine*”, seleciona-se o ciclo de quatro tempos do motor. Nota-se, através da Figura 21, que o campo de velocidade do motor está cinza, isto se deve a uma das ferramentas que o software oferece, onde são criadas variáveis globais, a qual será explicada mais à frente.

Figura 21: Entrada dos Dados do Motor



Além disso, na janela “*Engine Friction*” adiciona-se a curva de perdas por atrito, a qual se dá de acordo com a Figura 22.

Figura 22: Entrada dos Dados do Motor



Na janela “*Cylinder*” entra-se com todos os parâmetros do cilindro e de seus elementos auxiliares tais como tamanho da biela, da manivela, diâmetro do cilindro e razão de compressão, como pode ser visto na Figura 23.

Figura 23: Entrada dos Dados do Motor

| | | |
|---|---|-----|
| Bore | <input type="text" value="67"/> | mm |
| Stroke | <input type="text" value="49"/> | mm |
| Compression Ratio | <input type="text" value="8.5"/> | [-] |
| Con-Rod Length | <input type="text" value="85"/> | mm |
| Piston Pin Offset | <input type="text" value="0"/> | mm |
| Effective Blow By Gap | <input type="text" value="0"/> | mm |
| Mean Crankcase Press. | <input type="text" value="1"/> | bar |
| <input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion | | |
| <input type="checkbox"/> Chamber Attachment | | |
| Scavenge Model | <input type="text" value="Perfect Mixing"/> | |

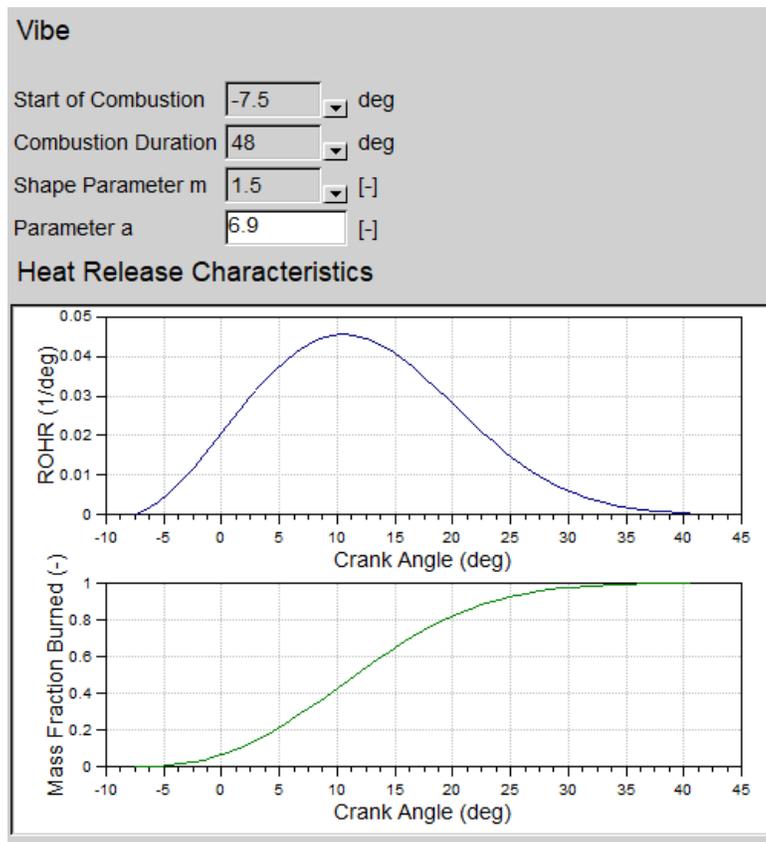
Além disso, pode-se informar ao BOOST a composição inicial da mistura dentro do cilindro, como mostra a Figura 24.

Figura 24: Ferramenta de Inicialização

| | | |
|--|--|------|
| Initialization | | |
| Initial Conditions at EO | | |
| Pressure | <input type="text" value="4"/> | bar |
| Temperature | <input type="text" value="926.85"/> | degC |
| Initial Gas Composition | | |
| Ratio Type | <input type="text" value="A/F - Ratio"/> | |
| Ratio Value | <input type="text" value="12.26"/> | [-] |
| Fuel Vapour | <input type="text" value="0"/> | [-] |
| Combustion Products | <input type="text" value="1"/> | [-] |
| <input type="checkbox"/> SHP Condition Setting | | |

Na sequência, o BOOST solicita a escolha de um entre os vários modelos de liberação de calor disponíveis. Opta-se pelo “Vibe”, e dentro deste ainda define-se o ângulo onde se começa a combustão e a duração da mesma. Ao informar tais ângulos, o software gera duas curvas, sendo que a segunda curva apresenta a relação de massa queimada pelos ângulos de avanço da combustão.

Figura 25: Ferramenta de Configuração da Combustão



Ainda dentro da janela “*Cylinder*”, o software solicita algumas informações sobre a transferência de calor dentro do cilindro. Neste etapa, informa-se a área de superfície do pistão bem como sua temperatura, a área da cabeça do cilindro e sua respectiva temperatura e ainda a temperatura da parede do pistão quando está no Ponto Morto Superior e no Ponto Morto Inferior.

Figura 26: Inserção de dados do cilindro

Heat Transfer

Cylinder

Ports Zapf None

Piston

| | | |
|---------------------------|-----------------------------------|-----------------|
| Surface Area | <input type="text" value="5800"/> | mm ² |
| Wall Temperature | <input type="text" value="530"/> | K |
| Piston Calibration Factor | <input type="text" value="1"/> | [-] |

Cylinder Head

| | | |
|-------------------------|-----------------------------------|-----------------|
| Surface Area | <input type="text" value="7500"/> | mm ² |
| Wall Temp. | <input type="text" value="576"/> | K |
| Head Calibration Factor | <input type="text" value="1"/> | [-] |

Liner

Layer Discretization

| | | |
|------------------------------|----------------------------------|-----------------|
| Surface Area (Piston at TDC) | <input type="text" value="530"/> | mm ² |
| Wall Temp. (Piston at TDC) | <input type="text" value="438"/> | K |
| Wall Temp. (Piston at BDC) | <input type="text" value="425"/> | K |
| Liner Calibration Factor | <input type="text" value="1"/> | [-] |

Combustion System DI IDI

Por fim, define-se os ângulos de abertura da válvula de admissão e de exaustão, o número de pontos que pretende-se simular e a abertura das válvulas, em mm, para cada passo. Além disso, define-se o alcance, em ângulos, do came. Tais dados podem ser vistos através das Figuras 27 e 28.

Figura 27: Inserção de informações do Cilindro

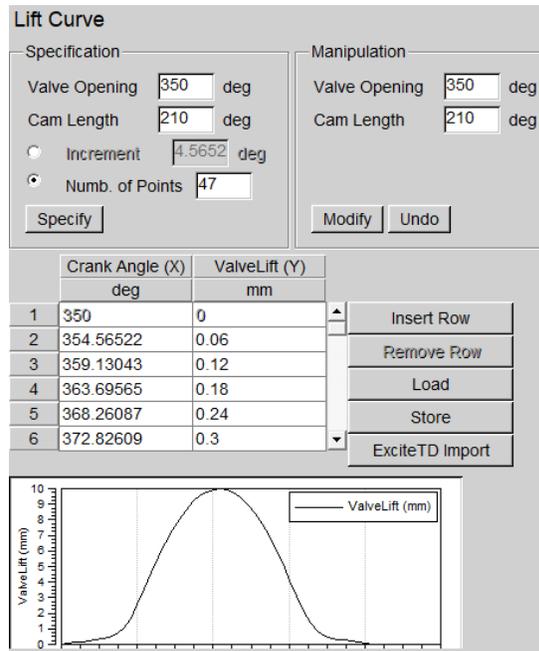
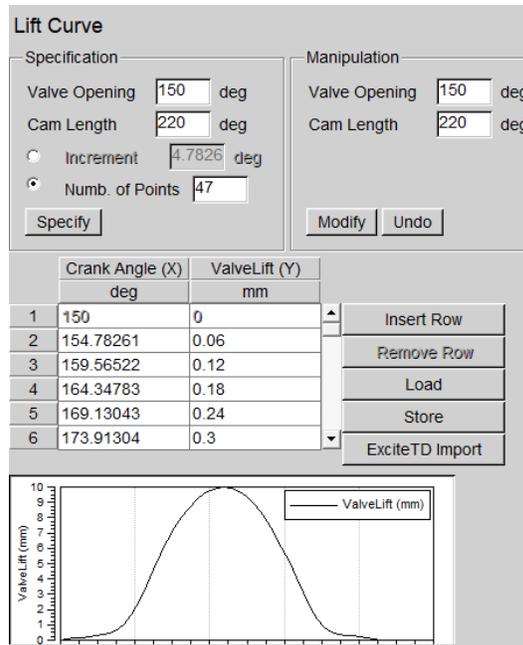


Figura 28: Inserção de informações do Cilindro



Todos os parâmetros em cinza, presentes na Figura 29, se devem ao o fato de que foram criadas variáveis globais para os mesmos, possibilitando assim que tais parâmetros pudessem variar ao longo da simulação.

Figura 29: Variáveis Globais

| Parameter | Type | Value | Unit |
|---------------------|--------|--|------------------------|
| AF_Ratio | global | 12.26 | [-] (Ratio) |
| Cylinder_Head_T | global | 576 | K (Temperature) |
| Duration_of_Combust | global | 48 | deg (Angle) |
| Engine_Speed | global | 5000 | rpm (Angular Velocity) |
| Exhaust_Port_Wall_T | global | 543 | K (Temperature) |
| Exhaust_Wall_1_T | global | =660+Exhaust_Wall_T_Factor*(980-660) | K (Temperature) |
| Exhaust_Wall_T_Fact | global | 0.943 | [-] (Ratio) |
| Liner_BDC_T | global | 425 | K (Temperature) |
| Liner_TDC_T | global | 438 | K (Temperature) |
| Piston_T | global | 530 | K (Temperature) |
| Start_of_Combustion | global | -7.5 | deg (Angle) |
| Vibe_Shape | global | 1.5 | [-] (Ratio) |
| Wall_T_Down_Catalys | global | =550+Exhaust_Wall_T_Factor *(965-550) | K (Temperature) |
| Wall_T_Up_Catalyst | global | =550+Exhaust_Wall_T_Factor *(1024-550) | K (Temperature) |

A Tabela 2 contém uma relação entre as variáveis globais presentes na Figura 31 e seu respectivo significado em português, de forma a facilitar a compreensão de cada termo.

Tabela 2: Variáveis Globais

| Variáveis | Equivalência |
|----------------------------|--|
| AF_Ratio | Razão Ar-Combustível |
| Cylinder_Head_T | Temperatura na Cabeça do Cilindro |
| Duration_of_Combustion | Duração da Combustão |
| Engine_Speed | Velocidade de Rotação |
| Exhaust_Port_Wall_T | Temperatura da Parede na Porta de Escape |
| Exhaust_Port_Wall_T_Factor | Relação entre temperatura de escape e velocidade do motor |
| Liner_BCD_T | Temperatura no Ponto Morto Inferior |
| Liner_TCD_T | Temperatura no Ponto Morto Superior |
| Piston_T | Temperatura do Pistão |
| Start_of_Combustion | Ângulo de Início da Combustão |
| Vibe_Shape | Parâmetro do Método de Liberação de Calor dentro do Cilindro |
| Wall_T_Down_Catalyst | Temperatura da parede de escape na extremidade inferior do catalisador |
| Wall_T_Up_Catalyst | Temperatura da parede de escape na extremidade superior do catalisador |

Para cada variável global criada, foram adicionados dados conforme os indicados pela Figura 30 e 31. Nota-se que são criados, ao todo, 17 casos. Para cada um destes casos são informados diferentes informações para as variáveis globais criadas anteriormente. Tais dados são necessários para que ocorra a simulação e, assim, se consiga plotar os gráficos

Figura 30: Valor dos Parâmetros

| Case Set 1 | Engine_Speed | AF_Ratio | Cylinder_Head_T | Duration_of_Combustion | Exhaust_Port_Wall_T |
|------------|--------------|----------|-----------------|------------------------|---------------------|
| | rpm | [-] | K | deg | K |
| Case 1 | 7000 | 12.1 | 624 | 52 | 600 |
| Case 2 | 6500 | 12.37 | 612 | 51 | 586 |
| Case 3 | 6000 | 12.24 | 600 | 50 | 572 |
| Case 4 | 5500 | 12.11 | 588 | 49 | 558 |
| Case 5 | 5200 | 12.185 | 582 | 48.5 | 550.5 |
| Case 6 | 5000 | 12.26 | 576 | 48 | 543 |
| Case 7 | 4800 | 12.42 | 570 | 47.5 | 536 |
| Case 8 | 4500 | 12.58 | 564 | 47 | 529 |
| Case 9 | 4000 | 13.08 | 552 | 46 | 515 |
| Case 10 | 3500 | 13.02 | 540 | 45 | 500 |
| Case 11 | 3200 | 12.97 | 534 | 44.5 | 493.5 |
| Case 12 | 3000 | 12.92 | 528 | 44 | 487.5 |
| Case 13 | 2800 | 13.03 | 522 | 43.5 | 480 |
| Case 14 | 2500 | 13.14 | 516 | 43 | 473 |
| Case 15 | 2000 | 12.8 | 504 | 42 | 458 |
| Case 16 | 1500 | 12.56 | 492 | 41 | 444 |
| Case 17 | 1000 | 11.64 | 480 | 40 | 430 |

Figura 31: Valor dos Parâmetros

| Liner_BDC_T | Liner_TDC_T | Piston_T | Start_of_Combustion | Vibe_Shape | Exhaust_Wall_T_Factor |
|-------------|-------------|----------|---------------------|------------|-----------------------|
| K | K | K | deg | [-] | [-] |
| 455 | 462 | 570 | -6 | 1.17 | 1.0 |
| 450 | 456 | 560 | -5 | 1.2 | 0.985 |
| 440 | 450 | 550 | -7 | 1.26 | 0.974 |
| 433 | 444 | 540 | -8 | 1.38 | 0.964 |
| 429 | 441 | 535 | -7.5 | 1.44 | 0.9535 |
| 425 | 438 | 530 | -7.5 | 1.5 | 0.943 |
| 421 | 435 | 525 | -6 | 1.53 | 0.927 |
| 417 | 432 | 520 | -4.5 | 1.56 | 0.911 |
| 410 | 426 | 510 | -5 | 1.62 | 0.872 |
| 400 | 420 | 500 | -7 | 1.68 | 0.762 |
| 395 | 417 | 495 | -7 | 1.755 | 0.7035 |
| 390 | 414 | 490 | -6 | 1.83 | 0.645 |
| 388 | 411 | 485 | -6 | 1.955 | 0.5915 |
| 385 | 408 | 480 | -5 | 2.08 | 0.538 |
| 375 | 402 | 470 | -5 | 2.28 | 0.304 |
| 368 | 396 | 460 | -3.5 | 2.38 | 0.12 |
| 360 | 390 | 450 | 5 | 2.4 | 0.01 |

Na sequência, salvou-se o modelo e compilou-se o mesmo.

5. VALIDAÇÃO

O presente trabalho apresenta o estudo sobre a influência da geometria dos dutos de admissão na eficiência volumétrica de um motor. Para tanto, optou-se por simular dois modelos, sendo um deles um motor estacionário monocilíndrico, ROBIN EH17-2D, fabricado pela empresa Robin SUBARU Industrial Engines, e o segundo um motor de 4 cilindros, FIRE 1.0 8V bi-combustível. Ambos são de 4 tempos com sistema de ignição por centelha.

5.1. Motor estacionário EH17-2D

O primeiro motor simulado trata-se do monocilindro, o qual pode ser melhor identificado através da Figura 32.

Figura 32: Motor estacionário EH17-2D (Robin SUBARU Industrial Engines Service Manual



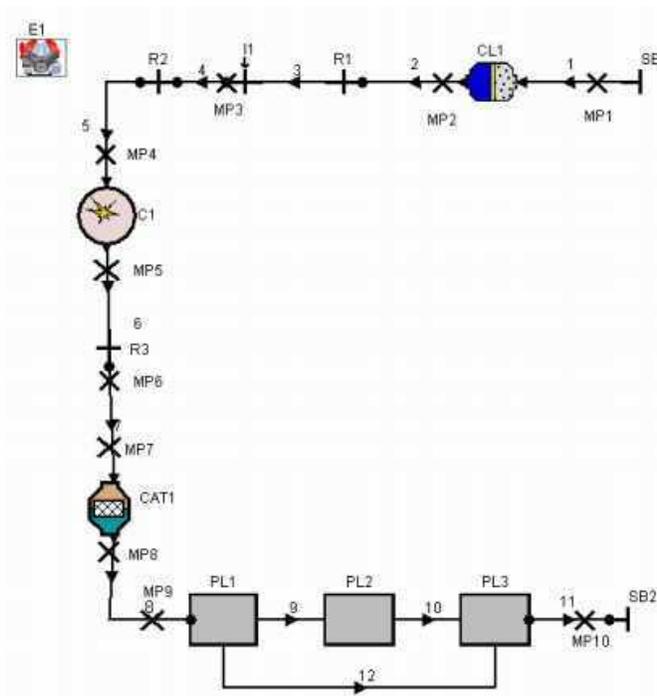
Os parâmetros de entrada usados para a simulação deste motor, os quais foram retirados do manual do mesmo disponibilizado pelo fabricante, encontram-se na Tabela 3.

Tabela 3: Dados do Motor (Fonte: Robin SUBARU Industrial Engines Service Manual, Models EH12-2, EH17-2, EH25-2)

| | |
|--|-----------|
| Comprimento da biela [m] | 0.085 |
| Diâmetro do cilindro [m] | 0.067 |
| Curso do pistão [m] | 0.049 |
| Deslocamento do pistão [m³] | 0.000172 |
| Taxa de compressão [A] | 8.5 |
| Diâmetro da haste da válvula de admissão [m] | 0.0054475 |
| Diâmetro da haste da válvula de exaustão [m] | 0.0054475 |
| Diâmetro do pórtico de admissão [m] | 0.02 |
| Diâmetro do pórtico de exaustão [m] | 0.02 |
| Elevação máxima da válvula de admissão [m] | 0.0127215 |
| Elevação máxima da válvula de exaustão [m] | 0.0127215 |

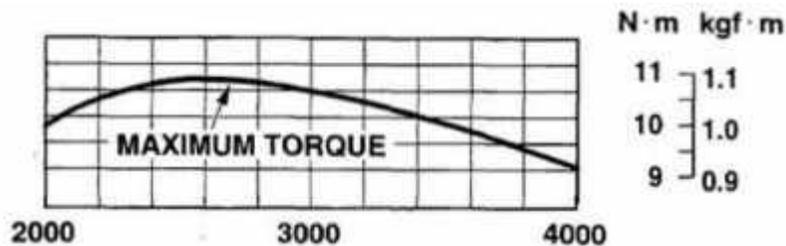
A Figura 33 apresenta o modelo esquemático do motor de 1 cilindro, onde é possível identificar os componentes básicos, os quais já foram mencionados anteriormente. Tomando por base o exemplo didático disponibilizado pelo software AVL BOOST, e modificando os parâmetros com os dados da Tabela 3, se faz possível a simulação do motor em questão.

Figura 33: Modelo Virtual de um motor de 1 cilindros



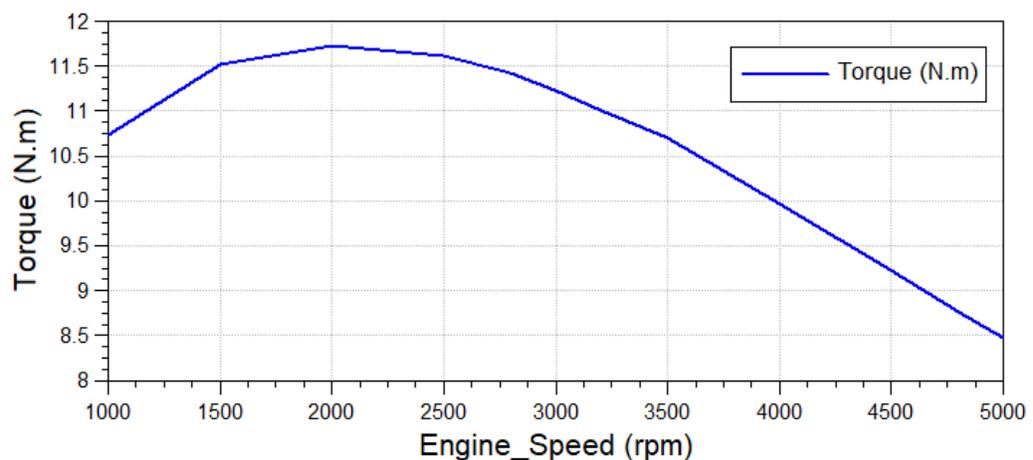
Através da Figura 34 pode-se analisar a curva de torque real do motor EH17-2D. Como se pode notar, o máximo torque obtido pelo mesmo é 10,7 N.m na rotação de 2600 rpm. Após tal velocidade, percebe-se que há uma queda no torque.

Figura 34: Curva de Torque Real (Adaptado do manual: Robin SUBARU Industrial Engines Service Manual, Models EH12-2, EH17-2, EH25-2 Engines).



Ao realizar a simulação do modelo criado, considerando o comprimento de 100 mm para o duto de admissão, obteve-se a curva de “Torque por Velocidade de Rotação” indicada em azul na Figura 35. Nota-se, portanto, que a mesma alcança um valor de torque superior ao real, chegando a pouco mais de 11,5 N.m na rotação em torno de 2000 rpm, e depois cai gradativamente.

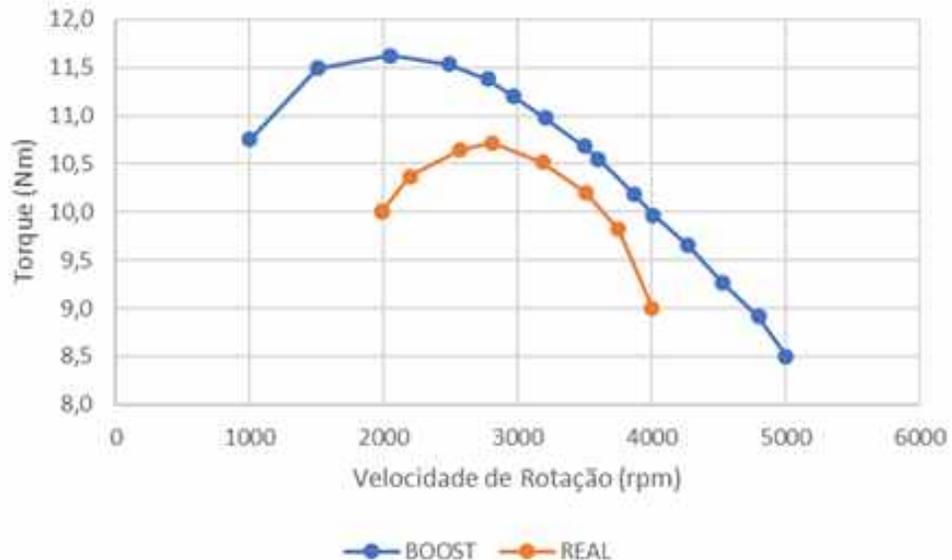
Figura 35: Curva de Torque gerada pelo BOOST



Portanto, ao se confrontar as duas curvas, como se vê através da Figura 36, percebe-se um comportamento bastante similar entre elas, de modo que as duas apresentam seu ápice, e

começam a cair em rotações próximas, o que se deve a um aumento das perdas de carga por atrito, bem como a dificuldade de enchimento do cilindro.

Figura 36: Comparativo entre curva gerada pelo BOOST e a curva REAL

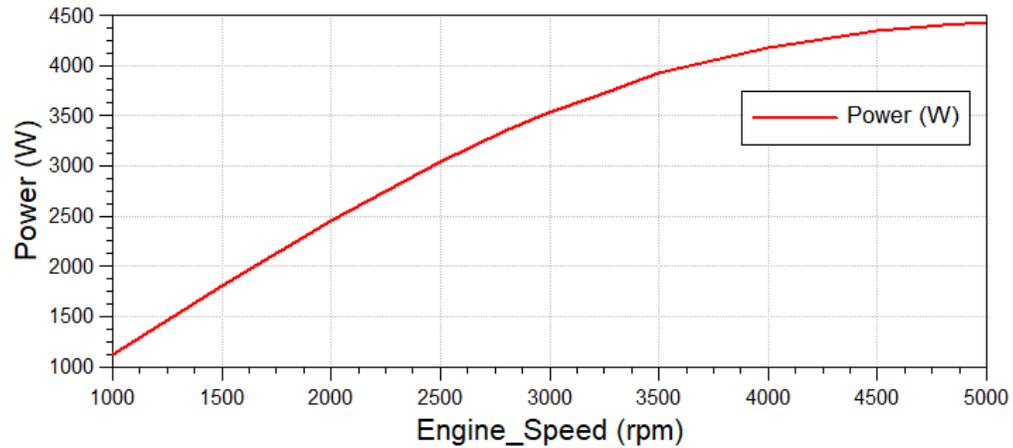


Considerando a faixa de velocidade real de 2000 a 4000 rpm, observa-se que os maiores erros relativos estão nas extremidades, sendo que os erros nas velocidade intermediárias são menores, o que se comprova ao se observar que o erro mínimo de 3,27% se deu na região de 3500 rpm. Os maiores erros, portanto, se deram nas extremidades, sendo de 13,98% na rotação de 2000 rpm e 9,68% na rotação de 4000 rpm. O erro médio, portanto, foi de, aproximadamente, 6,96%. Deve ser destacada aqui a grande dificuldade de simulação de motores devido à transitoriedade de seu funcionamento, tais como variações da entrada de ar, da mistura as combustível, do momento de ignição entre outros. Além disso, muito parâmetros que devem ser ajustados no software, como por exemplo, cruzamento de válvulas não é conhecido, sendo portanto, suposto um valor para realização da simulação. Desta forma, os resultados aqui encontrados satisfazem esta análise, especialmente para velocidades intermediárias (3000 a 4000 rpm).

Além disso, através da Figura 37 pode-se verificar a curva de potência gerada pelo software para o modelo mencionado acima, adotando o comprimento do duto de 100 mm. Como se vê, a mesma condiz com os resultados obtidos, visto que a potência é um produto do torque

pela velocidade angular, de forma que conforme se aumenta o torque e a velocidade de rotação, tem-se um comportamento similar na potência.

Figura 37: Curva de Potência gerada pelo BOOST



5.2. FIRE 1.0 8V bi-combustível

A fim de validar o modelo para um motor de 4 cilindros, utilizou-se um novo modelo para comparação. Os parâmetros de entrada usados para a simulação encontram-se na Tabela 4 e 5.

Tabela 4: Dados do motor de 4 cilindros (Fonte: Rodrigo Caetano, 2008)

| Parâmetro | Descrição |
|--|-------------------------|
| Números de cilindros | 4 em linha |
| Posição | transversal anterior |
| Diâmetro x curso | 70,0 x 64,9 mm |
| Cilindrada total / unitária | 999,057 cc / 249,764 cc |
| Ciclo | OTTO 4 tempos |
| Aspiração | natural |
| Razão de compressão | 10,860,15 : 1 |
| Volume câmara de combustão | 25,490 cc |
| Volume câmara de combustão no cabeçote | 23,410 cc |
| Material do cabeçote | Alumínio |
| Material do bloco | Ferro fundido |
| Número de mancais | 5 |
| Número de anéis de seguimento | 3 |

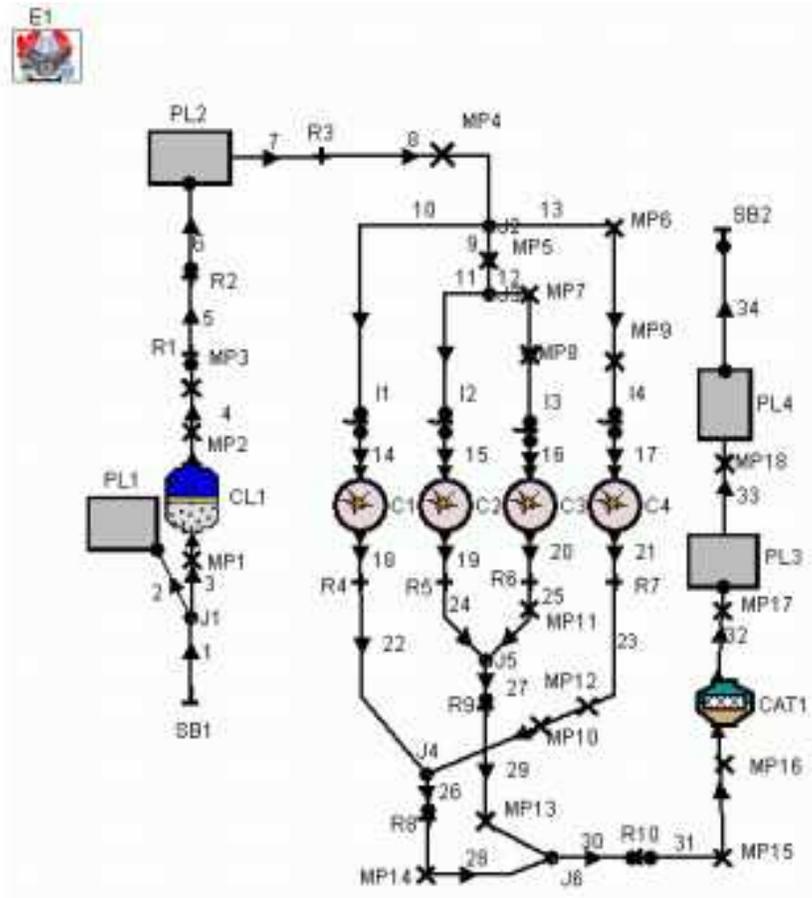
Tabela 5: Sistema de Distribuição do Motor (Fonte: Rodrigo Caetano, 2008)

| Parâmetro | Descrição |
|---|----------------|
| Números de válvulas por cilindro | 2 |
| Diâmetro de referência das válvulas de admissão | 31,0 mm |
| Diâmetro de referência das válvulas de exaustão | 26,5 mm |
| Diâmetro do conduto de admissão | 27,0 mm |
| Diâmetro do conduto de exaustão | 24,0 mm |
| Curso das válvulas | 9,0 mm |
| Início de abertura da válvula de admissão | 28 APMS |
| Fechamento da válvula de admissão | 418 DPPI |
| Início de abertura da válvula de exaustão | 428 APPI |
| Fechamento da válvula de exaustão | 18 APMS |
| Folga das válvulas de admissão | 0,40 a 0,05 mm |
| Folga das válvulas de exaustão | 0,45 a 0,05 mm |

A Figura 38 apresenta o modelo esquemático para o motor de 4 cilindro, onde é possível identificar os componentes básicos, os quais já foram mencionados anteriormente. Tomando por

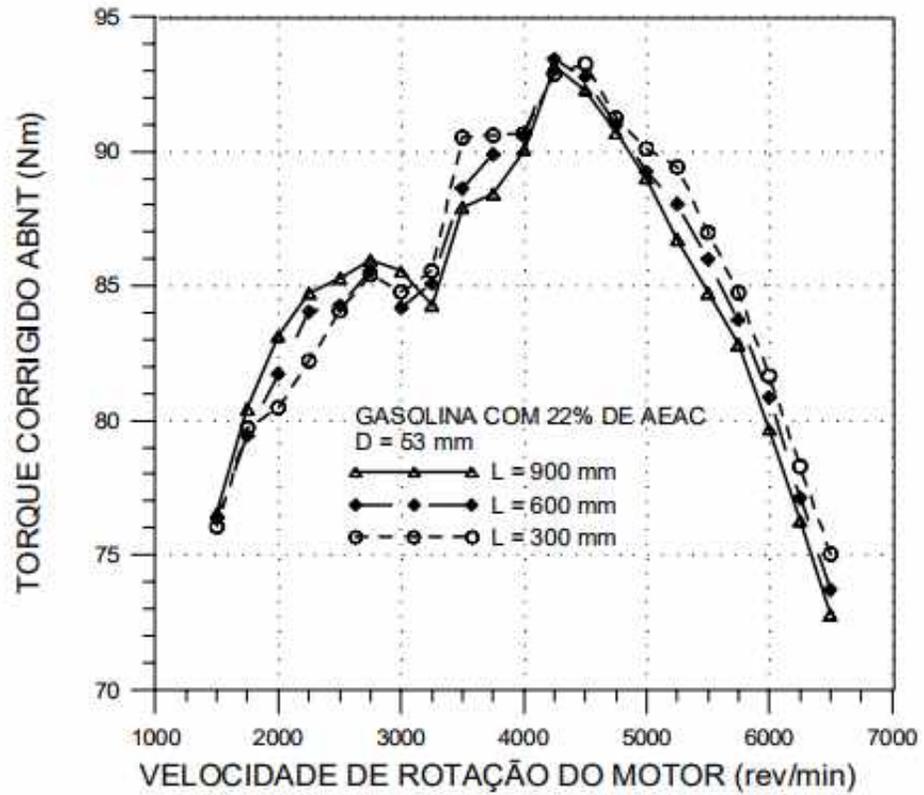
base o exemplo didático disponibilizado pelo software AVL BOOST, e modificando os parâmetros com os dados da Tabela 4 e 5, se faz possível a simulação do motor em questão.

Figura 38: Modelo Virtual para Motor de 4 Cilindros



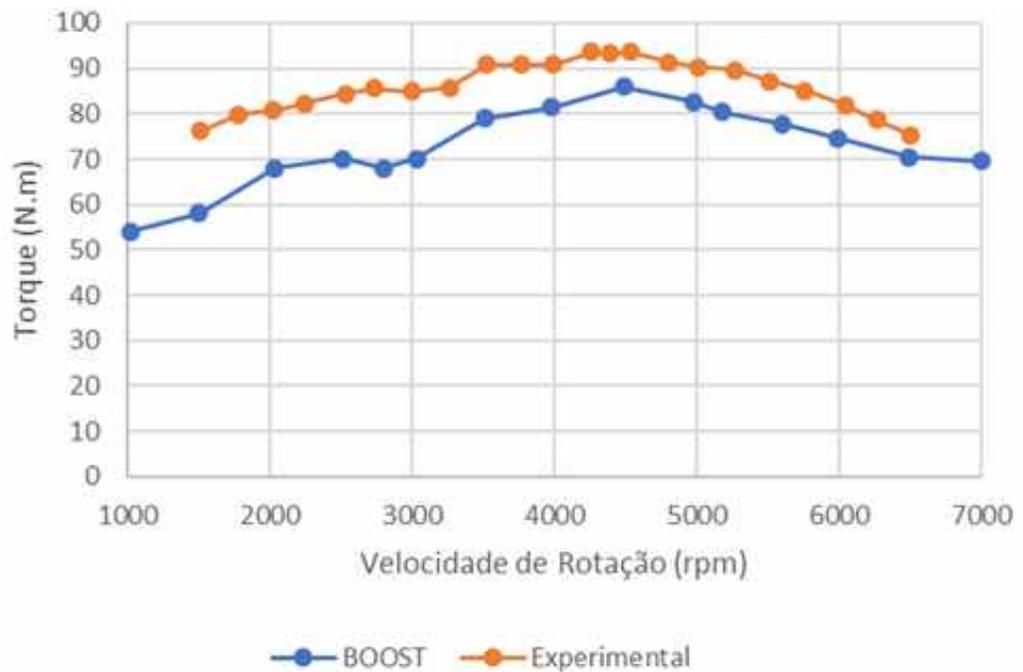
A validação deste modelo será feita adotando como referência os resultados experimentais obtidos por Caetano (2008). A Figura 39 apresenta a curva de “Torque por Velocidade de Rotação”, para três diferentes comprimentos de condutos de admissão.

Figura 39: Curva de Torque gerada experimentalmente (Fonte: Rodrigo Caetano (2008))



A Figura 40 se trata de um comparativo entre a curva real, em vermelho, obtida experimentalmente, e a gerada pelo BOOST, em azul, ambas para o comprimento do conduto de admissão de 300 mm. As duas possuem comportamentos bem similares, apresentando o torque máximo na rotação de 4500 rpm, aproximadamente.

Figura 40: Comparativo entre curva gerada pelo BOOST e a curva EXPERIMENTAL



A Tabela 6 contém os erros relativos calculados para cada ponto. Percebe-se que o maior erro, cerca de 26%, se encontra na rotação de 2800 rpm, já o menor erro, 7%, foi obtido para a rotação de 6500 rpm. Além disso, o erro médio obtido foi de 16,6%. Como se nota através da Tabela 6, o erro foi calculado entre rotações muito próximas, no entanto, não idênticas. Isto se deve à dificuldade encontrada no momento de pegar os pontos do gráfico através do software GETPOINT, visto que a precisão do mesmo é pequena. Este é um fator que influencia diretamente nos erros calculados e mencionados acima, fazendo com que os mesmos não sejam totalmente condizentes com a realidade. No entanto, percebe-se que, mesmo com mais essa fonte de erro, os erros calculados são considerados baixos, o que valida o modelo virtual criado para a simulação através do BOOST.

Tabela 6: Erro Relativo entre Torque gerado pelo BOOST e Torque Real

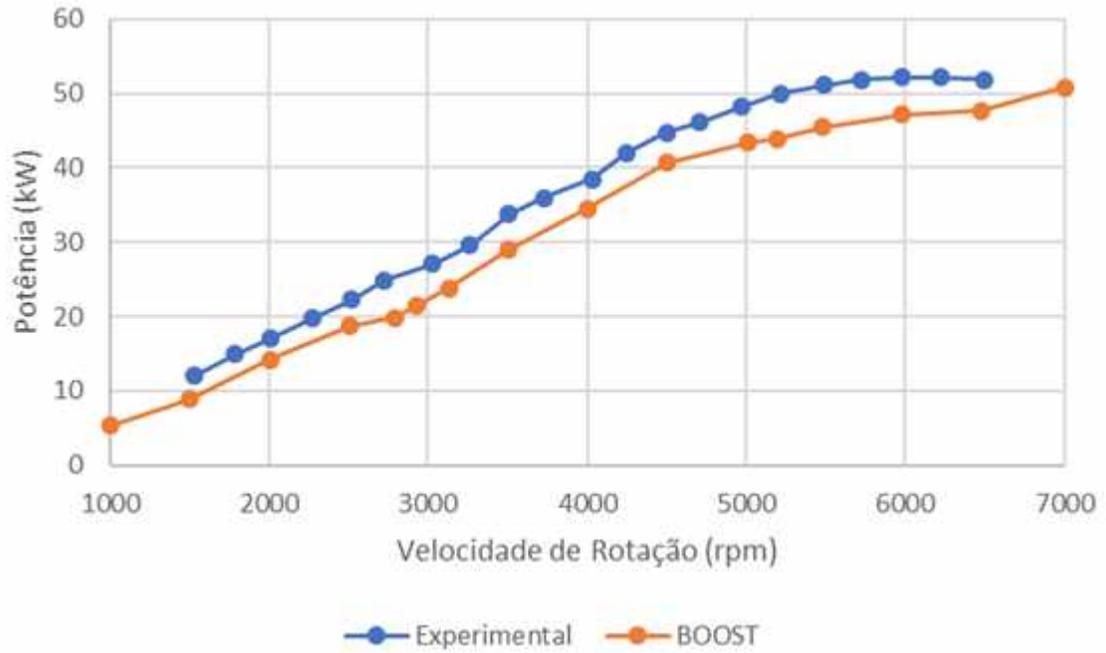
| BOOST_4CILINDROS | | ARTIGO | | Erro Relativo (%) |
|-----------------------------|--------------|-----------------------------|--------------|-------------------|
| Velocidade de Rotação (rpm) | Torque (N.m) | Velocidade de Rotação (rpm) | Torque (N.m) | |
| 6488,2000 | 70,3558 | 6500,0000 | 75,3058 | 7,035543862 |
| 5983,9465 | 74,6259 | 6037,5000 | 81,9956 | 9,875487727 |
| 5594,9509 | 77,7099 | 5512,5000 | 87,2319 | 12,25326836 |
| 5178,1011 | 80,3193 | 5268,7500 | 89,6354 | 11,5987499 |
| 4975,4391 | 82,6916 | 5006,2500 | 90,3221 | 9,227660108 |
| 4486,5533 | 86,0128 | 4537,5000 | 93,5840 | 8,802493106 |
| 3982,2997 | 81,5055 | 3993,7500 | 90,8371 | 11,44913799 |
| 3506,8606 | 78,8960 | 3525,0000 | 90,7513 | 15,02652234 |
| 3031,4215 | 70,1186 | 3000,0000 | 84,9142 | 21,10074027 |
| 2800,9056 | 67,9836 | 2737,5000 | 85,6867 | 26,04032857 |
| 2512,7607 | 70,1186 | 2531,2500 | 84,3190 | 20,25195008 |
| 2037,3216 | 67,9836 | 2025,0000 | 80,7080 | 18,71687676 |
| 1504,2536 | 58,0201 | 1518,7500 | 76,2500 | 31,4200346 |

A simulação computacional de motores endotérmicos é um ramo de difícil exatidão nos resultados devido ao fato de essas máquinas operarem de maneira cíclica, onde cada ciclo é diferente de seu anterior. São diversos os fatores que influenciam nessa “instabilidade” de funcionamento como pequenas variações na temperatura e pressão externa, nível de atomização do combustível, nível de turbulência na câmara de combustão, transitoriedade dos regimes de operação, entre outros. Já os computadores operam de maneira lógica e exata onde uma rotina computacional pode ser executada quantas vezes for necessária fornecendo o mesmo resultado. Assim durante uma simulação de um motor através de um código computacional cada ciclo simulado será idêntico ao seu anterior fazendo com que, apesar de todas as correções, o processo se torne ideal. Sendo então o idealismo computacional uma fonte de erro inevitável durante a simulação de motores. (BORDONAL, 2015)

Logo, dentre as fontes de erros encontradas ao se desenvolver o presente trabalho as que pudessem maior destaque são, por exemplo, a falta de alguns dados, sejam estes específicos ou mesmo experimentais, do motor; erros advindos dos modelos empíricos adotados; erros ao coletar os dados das curvas fornecidas pelo fabricante; erros advindos dos tempos adotados para a abertura e fechamento das válvulas.

Além disso, através da Figura 41 pode-se verificar a curva de potência gerada pelo software bem como a curva gerada experimentalmente, para o mesmo modelo virtual citado acima, adotando o comprimento do duto de 300 mm. Como se vê, o comportamento das suas são bastante similares.

Figura 41: Comparativo entre Curva Experimental e Curva gerada pelo BOOST



6. ESTUDO DE CASO

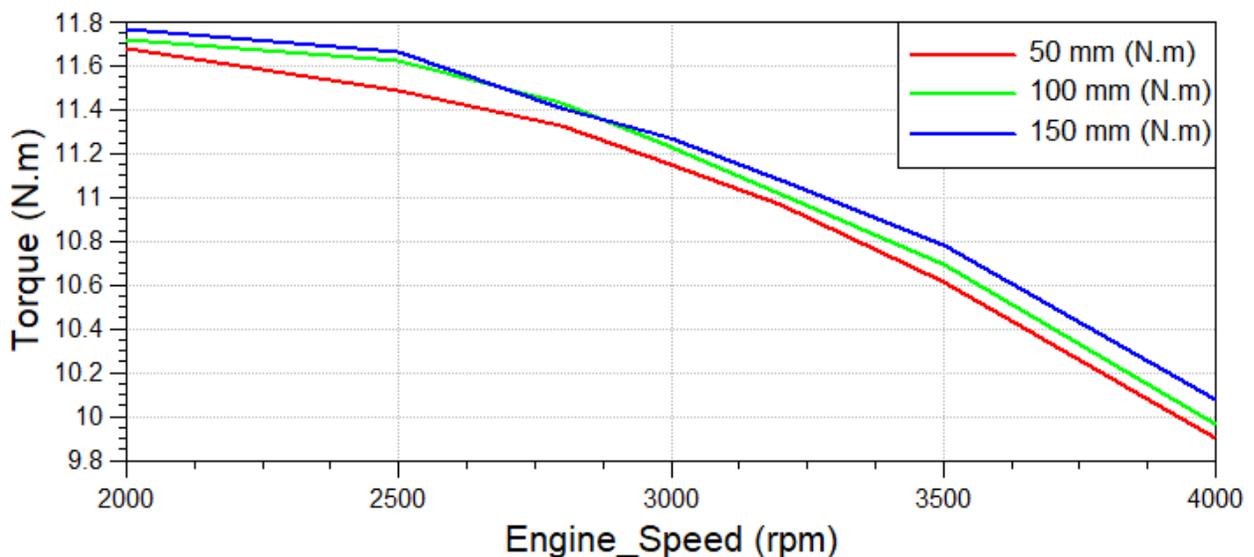
A partir dos modelos criados, modificou-se o comprimento do conduto de admissão, de forma a observar o comportamento da eficiência volumétrica nos mesmos.

6.1. Motor estacionário EH17-2D

Para o presente motor, variou-se tal parâmetro nos valores de 50 mm, 100 mm e 150 mm. Para cada modificação, realizou-se novas simulações através do BOOST, onde foram geradas as curvas de torque, potência e eficiência volumétrica.

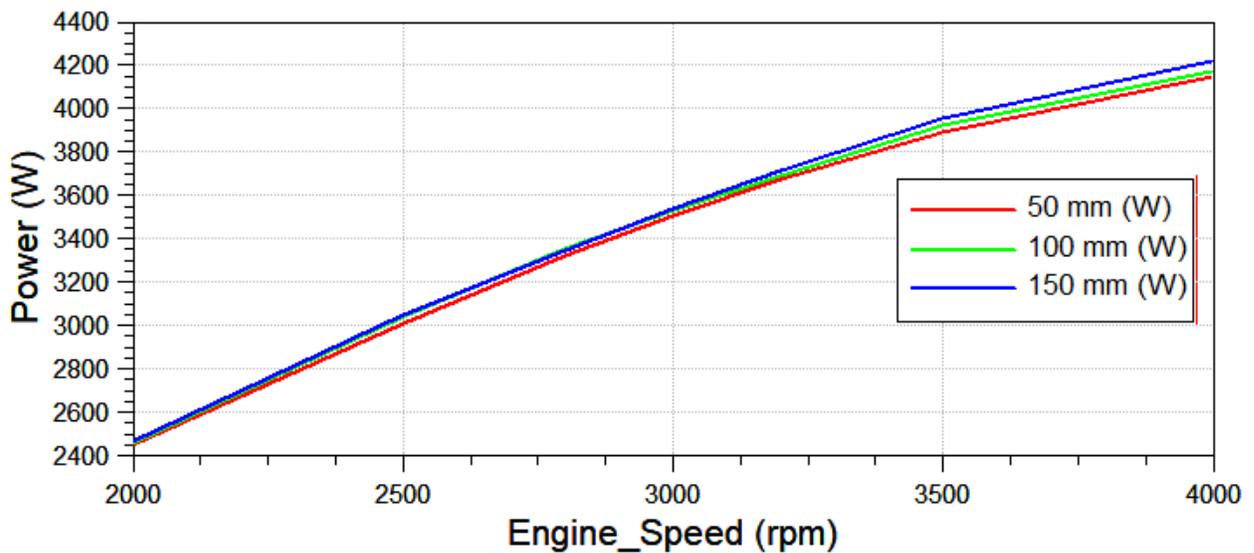
A Figura 42 trata-se das curvas geradas pelo BOOST, ao variar o comprimento dos dutos, sendo este indicado pelo número 5 na Figura 35. Percebe-se que o comportamento das curvas de Torque são bastante semelhantes, apresentando torque máximo em torno de 11,75 N.m na rotação de 2000 rpm. Observa-se ainda que o torque é levemente superior para o maior comprimento de duto em toda a faixa de rotação enquanto o torque é ligeiramente inferior para as simulações com o menor comprimento de duto.

Figura 42: Curvas de “Torque por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos



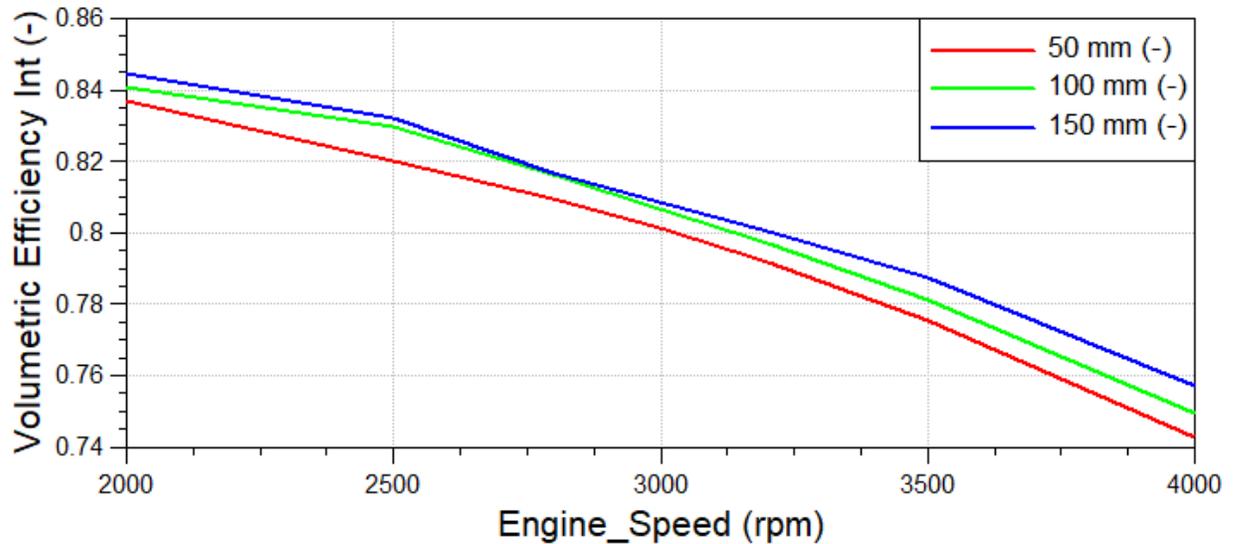
A Figura 43, por sua vez, apresenta o comportamento das curvas de Potência em função da Velocidade de Rotação. Como se pode ver, as curvas de potência foram muito similares, apresentando potência máxima de 4200 W na rotação de 4000 rpm.

Figura 43: Curvas de “Potência por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos



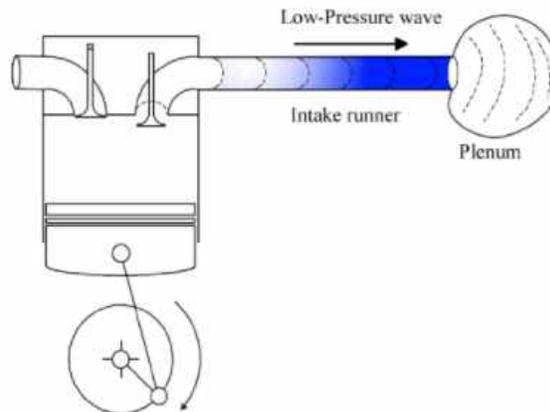
Por fim, a Figura 44 apresenta as curvas de “Eficiência Volumétrica em função da Velocidade de Rotação” do motor. Como se vê, apesar de apresentarem um comportamento bastante semelhante, nota-se que, assim como esperado, a eficiência volumétrica é um pouco maior para o comprimento de 150 mm, o que foi evidenciado na curva de torque.

Figura 44: Curvas de “Eficiência Volumétrica por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos



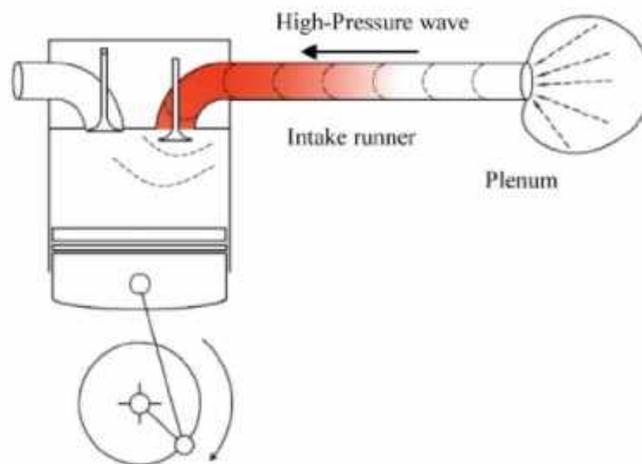
Para alcançar uma maior eficiência volumétrica, um sistema de admissão usa ondas altas e de baixa pressão para carregar o cilindro. Isto é conhecido como o princípio da ressonância. Quando a válvula de entrada se abre e o pistão se move para baixo no cilindro, na direção do ponto morto inferior, ele inicia uma onda de baixa pressão na proximidade da válvula de entrada, assim como ilustrado na Figura 45. Esta onda de baixa pressão se propaga através do canal de admissão para a outra extremidade, que se conecta à saída de atmosfera/compressor (plenum). (SAMUEL, Jensen p. 2, 2013)

Figura 45: Propagação da onda de baixa pressão (Fonte: SAMUEL, Jensen p. 2, 2013)



A onda de ar se força no tubo de ressonância de modo que, onde estava a onda de baixa pressão, uma onda de alta pressão igualmente grande se desenvolve, que se propaga para a válvula de entrada. Esta onda de alta pressão viaja de volta através do tubo de ressonância e empurra a massa de ar para dentro da válvula de entrada ainda aberta no cilindro. Isto continua até que a pressão antes da válvula de entrada e a pressão no cilindro sejam iguais, como ilustrado pela Figura 46. O motor experimenta assim uma sobrealimentação de onda de pressão. (SAMUEL, Jensen p. 2, 2013)

Figura 46: Desenvolvimento da onda de alta pressão (Fonte: SAMUEL, Jensen p. 2, 2013)



No caso do motor analisado, o tempo de abertura e fechamento de válvulas juntamente ao comprimento da tubulação de 150 mm favoreceram o enchimento do cilindro em toda a faixa de velocidade analisada.

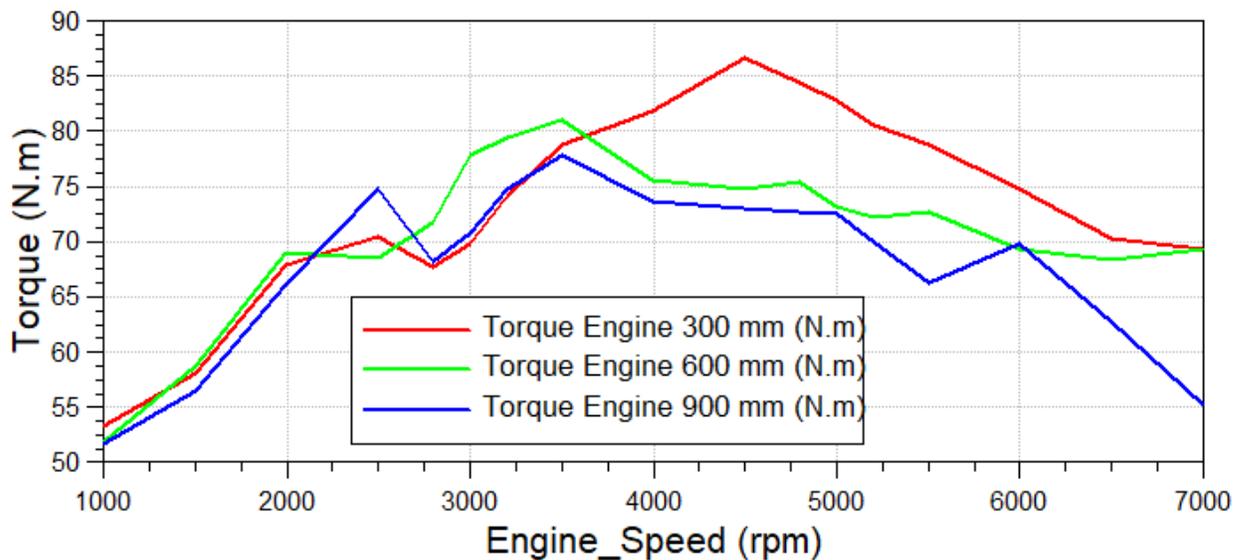
6.2. FIRE 1.0 8V bi-combustível

Para este motor, no entanto, variou-se o comprimento dos dutos de admissão, indicados pelos números 14, 15, 16 e 17, na Figura 40, em 300 mm, 600 mm e 900 mm. Novamente, para cada modificação, realizou-se novas simulações através do BOOST, onde foram geradas as curvas que estão na sequência.

A Figura 47 apresenta o comportamento das curvas de torque para os diferentes comprimentos simulados. Como pode-se observar, as curvas apresentam um pequeno deslocamento do MBT (máximo torque de eixo) para a direita conforme se diminui o comprimento dos dutos. Este comportamento é esperado de acordo com a literatura, uma vez que dutos

menores favorecem o enchimento do cilindro a altas velocidades de rotação. Observa-se ainda que os os torques são menores para maiores comprimentos dos dutos de admissão, indicados pelos números 14, 15, 16 e 17, na Figura 38.

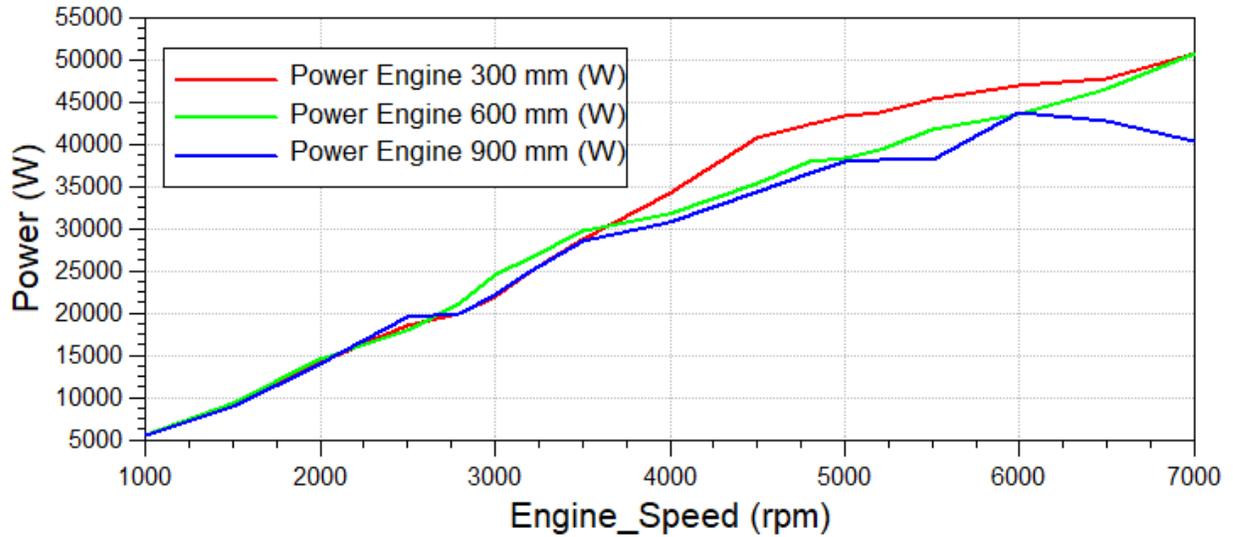
Figura 47: Curvas de “Torque por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos



Assim como identificado por Nowakowski e Sobieszczanski (1999), com o aumento do comprimento do sistema de admissão a região de torque máximo tende a ocorrer em velocidades de rotação mais baixas. No entanto, tal situação deveria resultar em valores de torque mais elevados mas com uma redução da potência máxima desenvolvida pelo motor. Porém, o que se obteve foi uma queda nos valores de torque, conforme se aumenta o comprimento dos dutos.

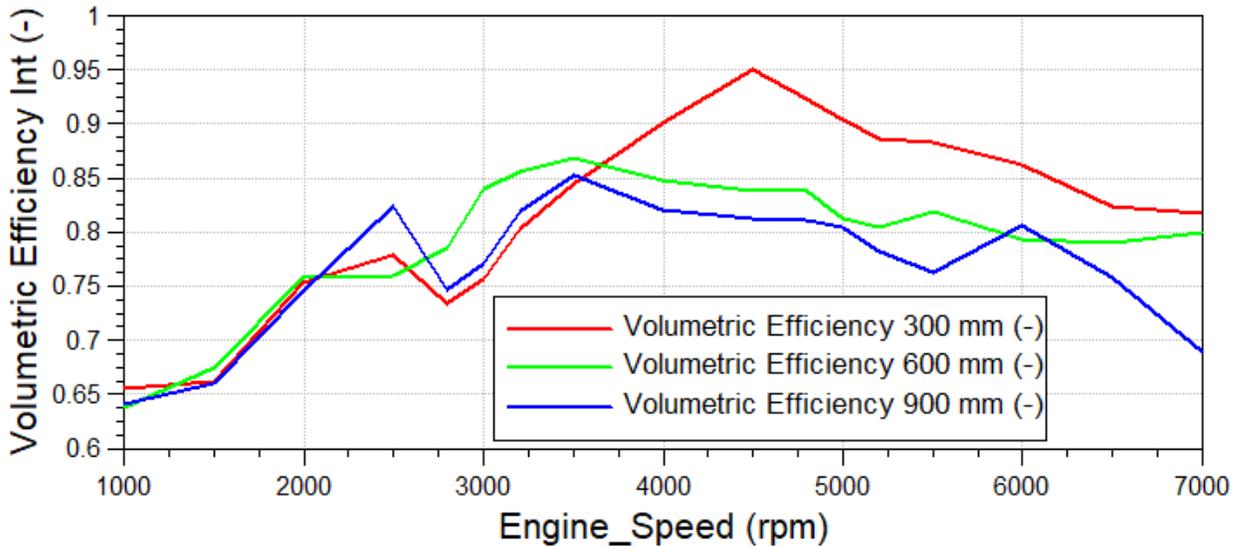
A Figura 48 indica as curvas de “Potência por Velocidade de Rotação” para os três comprimentos de condutos simulados. Como pode ser observado, o comportamento das curvas é muito similar, no entanto, nota-se que a potência para o menor comprimento, 300 mm, é levemente maior se comparada aos demais comprimentos. Tal fato é facilmente explicado, pelo fato de a potência ser resultado do produto do torque pela velocidade de rotação, logo como o torque se apresentou maior para o menor comprimento de conduto, a potência apresentou o mesmo comportamento.

Figura 48: Curvas de “Potência por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos



Enfim, a Figura 49 apresenta as curvas de “Eficiência Volumétrica por Velocidade de Rotação” obtidas para os diferentes comprimentos de dutos.

Figura 49: Curvas de “Eficiência Volumétrica por Velocidade de Rotação” para 3 diferentes comprimentos de condutos



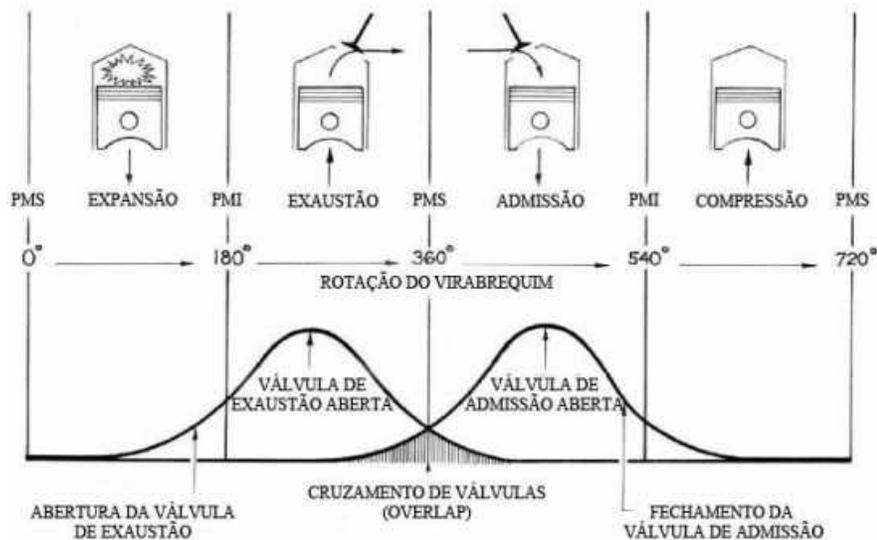
Esperava-se, com base em Heisler (1995), que o aumento do comprimento dos condutos implicaria em uma maior eficiência volumétrica, de forma que seu pico máximo ocorresse em

velocidades de rotações menores. Ao se analisar a Figura 49, nota-se que conforme se aumentou o comprimento dos dutos, houve uma queda na eficiência volumétrica. Essa queda da eficiência volumétrica é devida, entre outros fatores, ao cruzamento de válvulas utilizado, visto que os ângulos de abertura e fechamento para a válvula de admissão e da válvula de escape usado na simulação pode não ser o ideal. Isto se deve ao fato de que cada ângulo de cruzamento de válvulas favorece um certo tipo de motor.

O efeito de válvula cruzada (em inglês, “*Valve Overlap*”) ocorre quando as válvulas de admissão e escape encontram-se abertas, simultaneamente, próximas ao final da expulsão dos gases residuais (quando o pistão encontra-se perto do PMS). O objetivo de utilizar um ângulo de superposição de abertura das válvulas é melhorar o rendimento volumétrico do motor. No caso de motores sobrealimentados, também pode ser utilizado para reduzir a temperatura do gás de escape na entrada da turbina (BRUNETTI, 2012).

A Figura 50 trata-se de uma ilustração esquemática de forma a facilitar o entendimento sobre o cruzamento de válvulas explicado acima.

Figura 50: Cruzamento de válvulas em relação ao movimento do virabrequim (DAVIS, Marlan. “Secrets Of Camshaft Power”. 1988. Fonte: <http://www.hotrod.com/how-to/engine/ccrp-9812-secrets-of-camshaft-power/>)



Assim como o ilustrado pela Figura 50, adotou-se no presente trabalho um ângulo de abertura da válvula de admissão de 340°, ou seja, a válvula abre 20° antes do pistão chegar no PMS. Já a válvula de escape é fechada em 390°, ou seja, 30° após o o PMS. Neste caso, o

cruzamento de válvulas adotado para esta simulação foi de 50°. Dessa maneira a inércia de saída dos gases residuais pela válvula de escape diminui a pressão dentro do cilindro provocando a aspiração da mistura, lavando os cilindros dos gases de escape (MARTINS, 2012).

Em motores que trabalham em altas velocidades, a inércia dos gases de admissão não permite que gases residuais saiam pelo conduto de admissão, podendo ter uma duração de cruzamento de válvulas de 15° a 25° para motores de carros comuns e mais de 100° para motores de alto desempenho, como os de Fórmula 1, para atingir a potência máxima. Assim, conclui-se, que, quando o motor opera em baixas rotações, quanto maior o cruzamento de válvulas, menor será a diferença de pressão e maior o efeito de fluxo reverso no cilindro, resultando em menor eficiência volumétrica. Enquanto em altas velocidades, o motor tem grande melhoria no torque do motor. Por outro lado, quanto menor for o “overlap”, maior será a eficiência energética do motor devido à diminuição de combustível injetado e quantidade de mistura fresca que poderia sair pelo escape no processo de exaustão causada pela alta velocidade dos gases, além de diminuir o efeito de fluxo reverso em baixas velocidades. (MARTINS e FERNANDES, 2016).

Logo, o ângulo adotado neste trabalho favorece um motor de alto desempenho. No entanto, o motor usado é para uso comum. Portanto, conclui-se que o mesmo favoreceu a eficiência volumétrica a altas rotações, como mostra o gráfico indicado pela Figura 51, no entanto, prejudicou a eficiência a baixas rotações.

7. CONCLUSÃO

O objetivo principal do trabalho, o qual se resume em estudar, através de ferramentas computacionais, a influência da geometria do coletor de admissão sobre a eficiência volumétrica dos motores ICE foi alcançada com sucesso.

O estudo de caso desenvolvido neste trabalho buscou avaliar o comportamento de variáveis como eficiência volumétrica, torque e potência, para um dado motor de combustão interna, através de diferentes geometrias de dutos obtidas variando-se o comprimento dos condutos de admissão.

Ao se analisar comparativamente os três comprimentos de condutos, para o motor monocilindrico, conclui-se que a maior eficiência volumétrica obtida foi para o maior comprimento de duto, como esperado. No entanto, o fato de a diferença entre as eficiências não ser tão expressiva se deve a alguns fatores tais como o maior comprimento de duto estar sujeito à maiores perdas de carga. Além disso, outra fonte de erro está no modelo usado para descrever o motor no BOOST, visto que o mesmo pode não ser uma representação ideal da realidade do motor, já que o motor EH17-2D não possui *plenum* em sua fabricação original e o modelo do software sugere o uso de três *plenums*, para representação de um motor monocilindrico.

Já, ao se comparar os resultados obtidos para os três diferentes comprimentos de condutos para o motor de quatro cilindros, conclui-se que o motor apresentou o resultado esperado, de forma que nota-se um deslocamento das curvas de eficiência volumétrica, de forma que o menor comprimento de conduto favorece a eficiência a altas rotações, já o maior comprimento favorece a eficiência a baixas rotações.

Tudo isso foi feito em busca de analisar a influência da geometria do motor em seu desempenho. Tal estudo se mostra extremamente importante nos dias atuais, visto que pode-se construir um motor para atender a uma necessidade específica. Pois, caso o intuito seja produzir um carro esportivo, deve-se focar em favorecer algumas características, como maiores ângulos de cruzamento de válvulas e menores comprimentos de condutos, já que o mesmo atua em altas rotações. Já se o objetivo for um motor de baixa rotação, para o uso em cidades, por exemplo, prima-se por condutos de admissão maiores bem como o ângulo de cruzamento de válvulas menores.

8. REFERÊNCIAS

AVL BOOST, “Users Guide”, 2011

AVL BOOST, “Users Guide”, 2014

BRUNETTI F., “Motores de Combustão Interna”, Vol. 1, Mauá, 2012.

BENSON, R. S., 1986, The Thermodynamics and Gás Dynamics of Internal Combustion Engines, v.2, Oxford University Press, New York, U.S.A..

BORDONAL, R.; “ANÁLISE NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO GLOBAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA”, 2015.

CAMPOS, R.; “Modelagem e Simulação de Grupo Gerador Diesel consumindo óleo vegetal “in natura” enriquecido com hidrogênio e oxigênio visando melhorar sua eficiência energética”, 2015.

CAETANO, R. ; “EFEITOS DO COMPRIMENTO DO CONDUTO DE ADMISSÃO NA PERFORMANCE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA” , 2008.

FERGUSON, C. R. Internal combustion engines : applied thermosciences. Singapore. New York: Wiley & Sons. 1986

GIACOSA, T. D., 1986, Motori Endotermici, 2 ed., Ulrico Hoepli Editore S.p.A., Mião, Itália.

GUIMARÃES JÚNIOR, A. M. ; FERNANDES, G. S.; “ANÁLISE NUMÉRICA DOS EFEITOS DO CRUZAMENTO DE VÁLVULAS NO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA”, 2016.

HANRIOT, S. M., 2001 “Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutores de admissão em motores de combustão interna” Doutorado em Engenharia Mecânica da UFMG, Belo Horizonte, MG.

HANRIOT, S. M.; GUIMARÃES, L. M.; RUSSI, G. G. P.; Análise do escoamento fluidodinâmico em condutos de aspiração na presença de caixas ressonantes. San Diego :SAE International, 2002. (SAE Paper N° 200200259). 94

HANRIOT, S. M.; VALLE, R. M.; MEDEIROS, M. A. F.; Estudo experimental dos fenômenos pulsantes em um coletor de aspiração de tubo reto de um motor de combustão interna alternativo. In: CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 4, Santiago do Chile.

Anais do IV Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Santiago do Chile: Universidade de Santiago de Chile, 1999.

HANRIOT, S. M.; VALLE, R. M.; MEDEIROS, M. A. F.; Estudo numérico e experimental do escoamento de ar em condutos de aspiração retos de motores de combustão interna alternativos. In: BRAZILIAN CONGRESSO OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES, 8, Porto Alegre. Proceedings of the VIII Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences. Porto Alegre : ABCM, 2000.

HANRIOT, S.M. Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutos de admissão em motores de combustão interna. 2001. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. Warrendale: SAE International, 1995.

HEYWOOD, J. B., 1988 "Internal combustion engine fundamentals" – Massachusetts Institute of Technology, USA.

HEYWOOD, J. B.: "Combustion Chamber Design for Optimum Spark-Ignition Engine Performance," Int. J. Vehicle Des., vol. 5, no. 3, pp. 336-357, 1984

LEE, K., BAE, C., KANG, K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine. Applied Thermal Engineering. 2007.

MATIAS, F.; "SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA COMBUSTÃO EM UM MOTOR DIESEL MARÍTIMO DE ROTAÇÃO CONSTANTE", 2014.

MARTINS, A.; FERNANDES, G.; "ANÁLISE NUMÉRICA DOS EFEITOS DO CRUZAMENTO DE VÁLVULAS NO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA", 2016

MARTINS, J., "Motores de Combustão Interna", 3ª Ed., Publindústria, 2011

NEBRA, S. A. Máquinas térmicas. Motores alternativos de combustão interna. FEM. UNICAMP, 2003. Disponível em: . Acesso em: 14 out. 2008.

NOWAKOWSKI, J e SOBIESZCZANSKI, M, 1999, "Inlet System Choice of Spark Ignition Engine Based on Numerical Analysis of Filling a Cylinder", SAE Paper 1999-01-0217, SI Engine Modeling (SP-1451), Society of Automotive Engineers, Inc., U.S.A..

PASTORELLI, P. P.; “ANÁLISE NUMÉRICA DA IMPLEMENTAÇÃO DE UM TURBOCOMPRESSOR EM MOTOR MONOCILÍNDRICO PARA COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE”, 2015

RODRIGUEZ, Alberto José Dutary; VALLE, Ramón Molina. “Análise do comportamento das ondas de pressão no coletor de admissão de um motor de combustão interna com a presença do ressonador”. 2006. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG.

SILVA, J. A. Estudo dos processos de admissão e exaustão utilizando ensaio experimental e simulação de um motor de combustão interna a etanol aspirado e turbo alimentado. 2004. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, USP, São Carlos

SAMUEL, J.; “Effect of Variable Length Intake Manifold on a Turbocharged Multi-Cylinder Diesel Engine”, 2013

SODRÉ, José RICARDO; COSTA, Rodrigo CAETANO; DA SILVA, Rodrigo HERMAN. Efeitos do Comprimento do Conduto de Admissão na Performance de um Motor de Combustão Interna. Cambuí: I Jornada Científica e VI FIPA do CEFET Cambuí, 2008.

SOUZA, H. S; “ANÁLISE DE ESCOAMENTO EM DUTOS COM DIFERENTES GEOMETRIAS APLICADO AO COLETOR DE ADMISSÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA”, 2016.

STONE, C.R.; ETMINAN, Y.; Review of induction System Design and a Comparison Between Prediction and Results from a Single Cylinder Diesel Engine. Milwaukee : SAE International, 1992. (SAE Paper N°921727).

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines.3 ed. Warrendale,Pa. Editora Society of automotive engineers, Inc.1999.

TAYLOR, C. F. “Análise dos motores de combustão interna”. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1988. v. 1.

TAYLOR, C. F. “The internal combustion engine in theory and practice”. Cambridge: MIT Press, 1985.

TILLMAN, Carlos Antonio da Costa. “Motores de combustão interna e seus sistemas”, Pelotas : Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia ; Santa Maria : Universidade Federal de Santa Maria, Colégio Técnico Industrial de Santa Maria ; Rede e-Tec Brasil, 2013. 165 p. : il.

WINTERBONE, D.E.; YOSHITOMI, M.; The accuracy of calculating wave action in engine intake manifolds. Detroit : SAE International, 1990 (SAE Paper N° 900677).

WINTERBONE, D. E., e Pearson, R. J., 2000, Theory of Engine Manifolds Design – Wave Action Methods for IC Engines, SAE, U.S.A..