

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

DIRCEU ANTONIO TOMAZINE JUNIOR

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE VÁLVULA SECUNDÁRIA ROTATIVA DE
MOVIMENTO INTERMITENTE PARA MCIs**

Alegrete

2021

DIRCEU ANTONIO TOMAZINE JUNIOR

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE VÁLVULA SECUNDÁRIA ROTATIVA DE
MOVIMENTO INTERMITENTE PARA MCIs**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Gustavo Fuhr Santiago

**Alegrete
2021**

DIRCEU ANTONIO TOMAZINE JUNIOR

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE VÁLVULA SECUNDÁRIA ROTATIVA DE
MOVIMENTO INTERMITENTE PARA MCIs**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Dissertação defendida e aprovada em: 23, de setembro de 2021.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
Orientador
UNIPAMPA

Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
UNIPAMPA

Prof. Me. Maurício Paz França
UNIPAMPA



Assinado eletronicamente por **GUSTAVO FUHR SANTIAGO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 28/09/2021, às 12:35, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **MAURICIO PAZ FRANCA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 28/09/2021, às 12:37, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **ADRIANO ROBERTO DA SILVA CAROTENUTO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 28/09/2021, às 14:22, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.unipampa.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0625453** e o código CRC **FEE38FDA**.

Dedico este trabalho com enorme gratidão e reconhecimento à minha família, Dirceu Antonio Tomazine e Maria Luiza Tomazine, com quem sempre tive total apoio e confiança durante a graduação.

AGRADECIMENTO

Diversas pessoas fizeram parte e colaboraram de alguma forma para a realização deste trabalho.

Agradeço, primeiramente, à Deus por me proteger e guiar meus passos em busca de meus objetivos.

Aos meus pais, por me prestarem todo o apoio necessário para a conclusão do curso

Ao professor Dr. Gustavo Fuhr Santiago pelas orientações e apoio durante a realização deste trabalho.

A todos os professores e colegas que contribuíram para o meu conhecimento minha evolução ao longo desta graduação.

RESUMO

A alta competitividade e exigência do mercado consumidor têm feito com que a indústria automotiva busque desenvolver melhorias em seus produtos. Uma dessas melhorias é a busca de motores mais eficientes de modo que sejam mais econômicos, menos agressivos ao meio ambiente e que obedeçam a legislação governamental. Para melhorar a eficiência de um motor, foi projetado um novo cabeçote composto de uma válvula principal e duas válvulas secundárias rotativas axiais de admissão e exaustão acionadas por um mecanismo de Genebra de movimento intermitente e fazer testes de fluxo no modelo usando o Flow Simulation do Solidworks. O cabeçote utilizado como base é de um motor Volkswagen 1.6 AP Carburado, com comando de válvulas 049H e válvulas de disco com sede cônica. Foram realizadas simulações no com os cabeçotes original e o proposto e no final os valores foram comparados entre si. O modelo proposto apresentou 121% de aumento máximo de vazão 5° depois do PMS. A vazão máxima absoluta foi 109,54CFM num intervalo de 30° a mais do que o original.

Palavras-Chave: Válvulas rotativas axiais, mecanismo de Genebra, motor, movimento intermitente.

ABSTRACT

The high competitiveness and demand of consumer market has made the automotive industry seeks to develop improvements on their products. One of these improvements is the searching of motors more efficient in order to be more economic, less aggressive to the environment and that comply with government legislation. To improve the efficiency of an engine, a new head was developed consisting of a conventional main valve and two secondary rotary axial inlet and exhaust valves actuated by a Geneva intermittent movement mechanism and to perform flow tests on the model using Solidworks' Flow Simulation module. The cylinder head used as a base is from a Volkswagen 1.6 AP carbureted engine, with 049H camshaft and Conical seat disc valves. Simulations were carried out with the original and the proposed heads and in the end the values were compared to each other. The proposed model presented 121% maximum flow increase 5° after top dead center. The absolute maximum flow was 109.54CFM in a range of 30° higher than the original

Keywords: Rotary axial valves, Geneva mechanism, engine, intermittent movement.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de distribuição de um motor quatro tempos.....	18
Figura 2 - Comando de válvulas OHV: 1-válvula, 2-Tucho roletado hidráulico, 3-Vareta, 4-Balancim articulado mecânico.	19
Figura 3 - Tuchos hidráulicos.	20
Figura 4 - Comando indireto de válvulas com rolete.	20
Figura 5 - Raio de abertura e fechamento de um came.	21
Figura 6 - Patente da válvula rotativa transversal criada por Frayer e Howard.	23
Figura 7 - Válvula de camisa criada por Peter Burt.	24
Figura 8 - Sistema de válvulas criada por Mellors.	25
Figura 9 - Distribuição de temperatura no interior do motor.	26
Figura 10 - Modelo do novo cabeçote.	28
Figura 11 - Mecanismo de Genebra.	30
Figura 12 - Dimensionamento da roda.	31
Figura 13 - Mecanismo de quatro barras.	33
Figura 14 - Válvula secundária rotativa axial.....	34
Figura 15 - Válvula rotativa axial.	35
Figura 16 - Componentes do motor.....	36
Figura 17 - Dutos de admissão e exaustão do cabeçote proposto.....	37
Figura 18 - Extensões na entrada e saída do cabeçote.	39
Figura 19 - Superfícies de entrada e saída de fluxo.....	40
Figura 20 - Vistas frontal e lateral da simulação do cabeçote original.....	42
Figura 21 - Curva de abertura e fechamento para o cabeçote original.	43
Figura 22 - Vistas frontal e lateral da simulação do cabeçote proposto.	44
Figura 23 - Curva de abertura e fechamento para o cabeçote proposto.	45
Figura 24 - Gráfico com as curvas obtidas para os cabeçotes original e o proposto.	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações do Cabeçote Original.....	27
Tabela 2 - Condições de Contorno das Superfícies	41
Tabela 3 - Resultado para o Cabeçote Original	42
Tabela 4 - Resultado para o Cabeçote Proposto	44

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD - Computer Aided Design (Desenho Assistido por Computador)

CFM - Cubic Feet per Minute (Pés Cúbicos por Minuto)

DOHC - Double Overhead Camshaft (Eixo de comando duplo)

MCI - Motor de combustão interna

MCIA - Motor de combustão interna alternativo

OHC - Over-Head Camshaft (Eixo de Comando à Cabeça)

OHV - Over-Head-Valves (Válvulas à Cabeça)

PMI - Ponto morto inferior

PMS - Ponto morto superior

LISTA DE SÍMBOLOS

r_2 - Raio de manivela de Genebra;

r_4 - Raio da roda de Genebra;

β - ângulo entre duas ranhuras da roda de Genebra;

a - raio da manivela de Genebra;

n - número de ranhuras da roda de Genebra;

p - diâmetro do pino da manivela de Genebra;

t - folga do pino na ranhura da roda de Genebra;

c - distância entre os centros da roda de Genebra;

b - raio da roda de Genebra;

s - comprimento da ranhura da roda de Genebra;

w - largura da ranhura da roda de Genebra;

y - raio do arco de parada;

\varnothing_d - diâmetro do duto;

\varnothing_v - diâmetro da válvula rotativa axial;

Θ - ângulo morto da válvula rotativa axial;

γ - ângulo de rotação entre a ponta superior e inferior do duto.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	15
1.1 OBJETIVOS	15
1.2 JUSTIFICATIVA.....	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	16
2.2 CARACTERÍSTICAS DO CABEÇOTE.....	18
2.2.1 COMANDO DE VÁLVULAS	19
2.2.2 RENDIMENTO VOLUMÉTRICO RELACIONADO COM O TEMPO DE ABERTURA DAS VÁLVULAS.	21
2.2.3 FOLGA EM VÁLVULAS	22
2.3 VÁLVULAS NÃO USUAIS.....	22
2.4 VÁLVULA DE EXAUSTÃO NOS MOTORES DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA.....	25
3 METODOLOGIA	26
3.1 DESCRIÇÃO DO NOVO MODELO QUANTO À FORMA CONSTRUTIVA.....	28
3.1.1 MECANISMOS DE MOVIMENTO INTERMITENTE	29
3.1.2 MECANISMOS DE GENEBRA OU CRUZ DE MALTA	29
3.1.3 MECANISMO DE QUATRO BARRAS.....	32

3.2 DIMENSIONAMENTO DAS VÁLVULAS SECUNDÁRIAS.....	33
3.3 DESENHO DOS COMPONENTES NO SOLIDWORKS.....	36
3.3.1 CABEÇOTE INTERMEDIÁRIO.....	37
3.4 MODELAGEM DAS SIMULAÇÕES DOS TESTES DE FLUXO	38
4 RESULTADO E DISCUSSÕES.....	41
4.1 CABEÇOTE ORIGINAL	41
4.2 CABEÇOTE COM ARRANJO DE VÁLVULAS SECUNDÁRIAS	43
4.3 COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	45
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	46
6 REFERÊNCIAS	48

1 INTRODUÇÃO

A alta competitividade e a alta exigência do mercado consumidor tem feito com que a indústria automotiva busque melhorias em seus produtos. Isso se deve também às exigências dos regulamentos e legislações governamentais, visando a segurança que o produto oferece e aos cuidados com o meio ambiente. A tendência desse mercado é a produção de motores cada vez mais potentes, eficientes e com menor consumo de combustível, diminuindo o impacto da poluição desses motores. Para melhorar o rendimento de um motor, existem diversas técnicas. Uma delas é o aumento do rendimento volumétrico dos gases de admissão e exaustão da câmara de combustão, e outra técnica refere-se ao aumento na taxa de compressão do motor.

Utilizando a técnica de aumentar a taxa de compressão, alguns fatores afetam de forma negativa o funcionamento do motor, como por exemplo a alta temperatura na válvula de exaustão, vindo a provocar autoignição do combustível no interior do cilindro e, conseqüentemente, o aumento do consumo de combustível devido a perda de potência nesse processo. Uma maneira de reverter esse problema é modificar o arranjo de válvulas de modo a diminuir a temperatura da válvula primária, permitindo aumentar a taxa de compressão do motor.

O presente trabalho propõe verificar a viabilidade de um novo arranjo de válvulas em um cabeçote e a comparação da vazão obtida com esse arranjo com a do cabeçote convencional com características construtivas semelhantes, utilizando um simulador para analisar o fluxo de ar que passa por eles. Ele é baseado no projeto Estudo de Parâmetros de Fluxo e Transferência de Calor em Arranjos Alternativo de Válvulas em Câmaras de Combustão de Motores registrado na Unipampa sob o número 01.031.10 – PP desenvolvido pelo Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago.

1.1 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho consiste em desenvolver um cabeçote composto por uma válvula principal e duas válvulas secundárias rotativas de movimento intermitente para MCIs.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Dimensionar as válvulas secundárias;
- Modelagem e desenho das válvulas utilizando software CAD;

- Fazer no Solidworks simulações de teste de fluxo do cabeçote convencional e do cabeçote desenvolvido neste trabalho;
- Fazer uma comparação entre os resultados adquiridos.

1.2 Justificativa

O desenvolvimento de novos arranjos de válvulas é de grande importância, uma vez que os arranjos utilizados atualmente, criados durante a história dos motores a combustão, apresentam algumas limitações. Novos arranjos podem apresentar algumas vantagens, sendo a principal delas uma considerável melhora no rendimento do conjunto do motor.

No modelo de cabeçote proposto no presente trabalho, a válvula primária tende a operar com uma temperatura menor comparado ao original, pois com o uso de uma única válvula, ela é refrigerada pela mistura ar-combustível que é admitida para dentro do cilindro. Reduzindo a temperatura é possível aumentar a taxa de compressão do motor, o que vai gerar uma melhora na eficiência termodinâmica do motor e diminuir a possibilidade de ocorrer a autoignição. Neste trabalho será feita apenas a simulação da melhora da vazão, deixando a avaliação da diminuição da temperatura da válvula para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O desenvolvimento desse trabalho se baseia no referencial teórico apresentado nessa seção. Nessa seção são apresentados conceitos fundamentais sobre o funcionamento e componentes de motores a combustão interna com foco no sistema de distribuição como cabeçote, comando de válvulas e válvulas.

2.1 Motores de Combustão Interna

Um motor de combustão interna (MCI) funciona ciclicamente com um processo de admissão de uma mistura ar-combustível e de exaustão dos gases da combustão. Esse processo é denominado de troca de gases. Durante esse processo, os canais de admissão e exaustão são abertos e fechados por válvulas. Deste modo, o

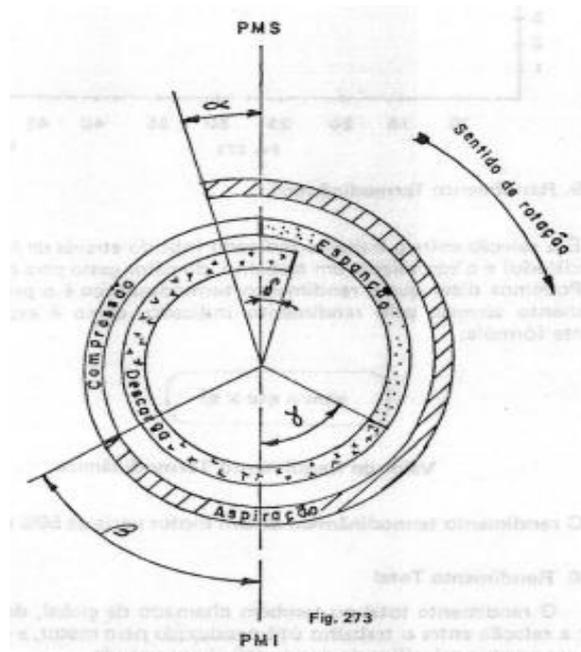
acionamento das válvulas se dá através de um eixo chamado eixo de comando de válvulas ou trem de válvulas.

De modo a obter um melhor aproveitamento da inércia da mistura ar-combustível, o fechamento ou a abertura das válvulas não acontecem exatamente no instante em que o pistão se posiciona no PMS ou PMI mas sim um pouco antes e um pouco depois dele. Assim sendo, o comando de válvulas precisa ser projetado de maneira que:

- A válvula de admissão abra instante antes do pistão se posicionar no PMS para ocorrer um melhor enchimento do cilindro, tendo por consequência o aumento do rendimento volumétrico;
- A válvula de admissão feche depois de o pistão passar do PMI, aproveitando a inércia da mistura e o momento em que o pistão está parado (PMI) a fim de obter um maior enchimento na câmara de combustão e um maior rendimento volumétrico;
- A válvula de descarga abra antes do pistão chegar no PMI de maneira que a pressão dos gases gerados durante a combustão abaixe antes de começar a exaustão desses gases. A perda de trabalho útil devido essa abertura antecipada é compensada pela redução do trabalho de bombeamento, resultando em um trabalho útil total do processo seja maior;
- A válvula de exaustão seja fechada após o pistão superar o PMS aproveitando melhor a inércia dos gases, resultando em uma melhora no rendimento do motor devido haver maior volume de exaustão desses gases.

A Figura 1 abaixo ilustra o diagrama de distribuição de um MCIA de quatro tempos.

Figura 1 - Diagrama de distribuição de um motor quatro tempos (virabrequim)



Fonte: PENIDO, 1983.

Onde:

- α – ângulo de abertura antecipada da válvula de admissão;
- β – ângulo de fechamento atrasado da válvula de admissão.
- γ - ângulo de abertura antecipada da válvula de exaustão.
- δ - ângulo de fechamento atrasado da válvula de exaustão.

2.2 Características do Cabeçote

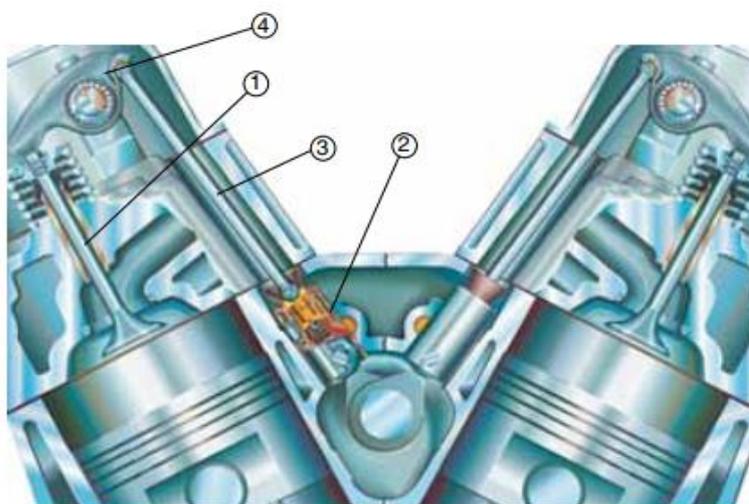
Os motores de combustão interna funcionam de maneira que ocorra uma sincronização entre o pistão, comando de válvulas e o tempo de abertura das válvulas de admissão e exaustão. As características desse sistema são apresentadas na ordem a seguir:

- Comando de Válvulas;
- Rendimento Volumétrico Relacionado com o Tempo de Abertura das Válvulas;
- Folga em Válvulas.

2.2.1 Comando de Válvulas

Os eixos de comando de válvulas podem ser instalados no bloco do motor ou no cabeçote. O eixo de comando no bloco encontra-se posicionado abaixo da linha divisória entre o bloco do motor e o cabeçote. Para este tipo de instalação, o eixo é denominado *OverHead-Valves* (OHV).

Figura 2 - Comando de válvulas OHV: 1-válvula, 2-Tucho roletado hidráulico, 3-Vareta, 4-Balancim articulado mecânico.



Fonte: ROMMER, 2003.

Atualmente são mais utilizadas válvulas com acionamento através de balancins articulados e uma vareta. Os elementos mostrados na Figura 2 são movimentados por meio do perfil dos cames.

Os eixos de comando de válvulas instalados acima da linha de divisão do bloco com o cabeçote são denominados, segundo ROMMER (2003), “*Overhead Camshaft* (OHC) – em caso de um único eixo comando – ou *Double Overhead Camshaft* (DOHC), quando há dois eixos comando no cabeçote”.

Outra forma de divisão dos eixos de comando é em relação à forma do seu acionamento: direto ou indireto.

- Acionamento direto: o acionamento da válvula é feito de maneira direta, sem nenhum elemento para multiplicar entre o comando e a válvula. Geralmente é utilizado comandos com tucho (Figura 3). O perfil do came transmite o

movimento de abertura e fechamento da válvula diretamente no fundo do tucho para a válvula;

- Acionamento indireto: este tipo de acionamento é composto por um elemento adicional para aumentar o movimento ou a força na válvula. Esse elemento pode ser um balancim flutuante ou articulado (Figura 4). A alavanca (balancim) permite fazer várias relações de transmissão entre o curso da válvula e o curso do came.

Figura 3 - Tuchos hidráulicos.



Fonte: ROMMER, 2003.

Figura 4 - Comando indireto de válvulas com rolete.

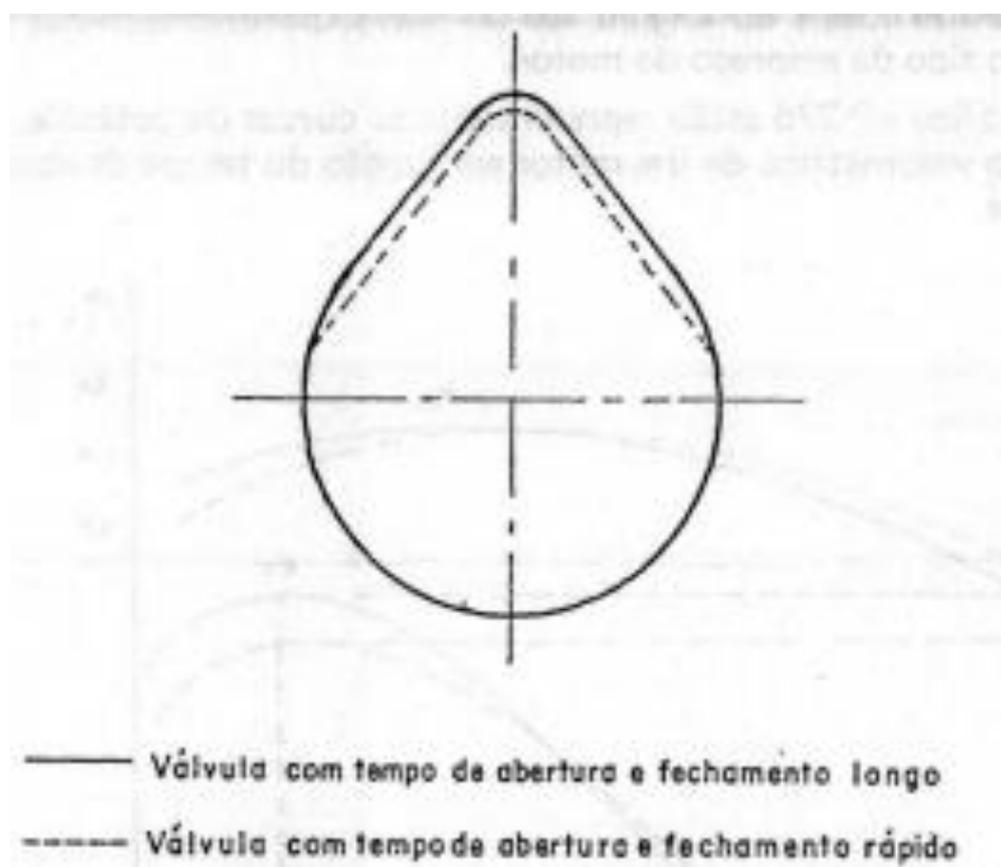


Fonte: ROMMER, 2003.

2.2.2 Rendimento Volumétrico Relacionado com o Tempo de Abertura das Válvulas.

Um eixo came pode ser projetado para produzir um tempo de abertura longo ou curto na válvula, dependendo das necessidades do motor. Essa temporização influencia na potência do motor. O controle do tempo de abertura ou fechamento se dá através do raio de curvatura do came. Um menor raio faz com que o tempo de abertura seja mais longo e um maior raio, um tempo mais curto. A Figura 5 mostra um came com um raio pequeno e com um raio grande.

Figura 5 - Raio de abertura e fechamento de um came.



Fonte: PENIDO, 1983.

Um motor que possui um tempo de abertura longo produz uma maior potência em alto regime devido ele apresentar melhor a inércia da mistura, porém isso diminui a potência para um baixo regime. Ao contrário de um tempo longo de abertura, um motor que apresenta um tempo mais curto produz maior potência em baixo regime e menor para um alto regime. Veículos de passeio apresentam tempo curto, mas

veículos de corrida precisam de um tempo mais longo, pois neste último caso a potência em um alto regime tem maior importância. Para encontrar os ângulos ideais para cada tipo de situação (veículos de passeio, esporte ou corrida), são realizados ensaios experimentais.

2.2.3 Folga em Válvulas

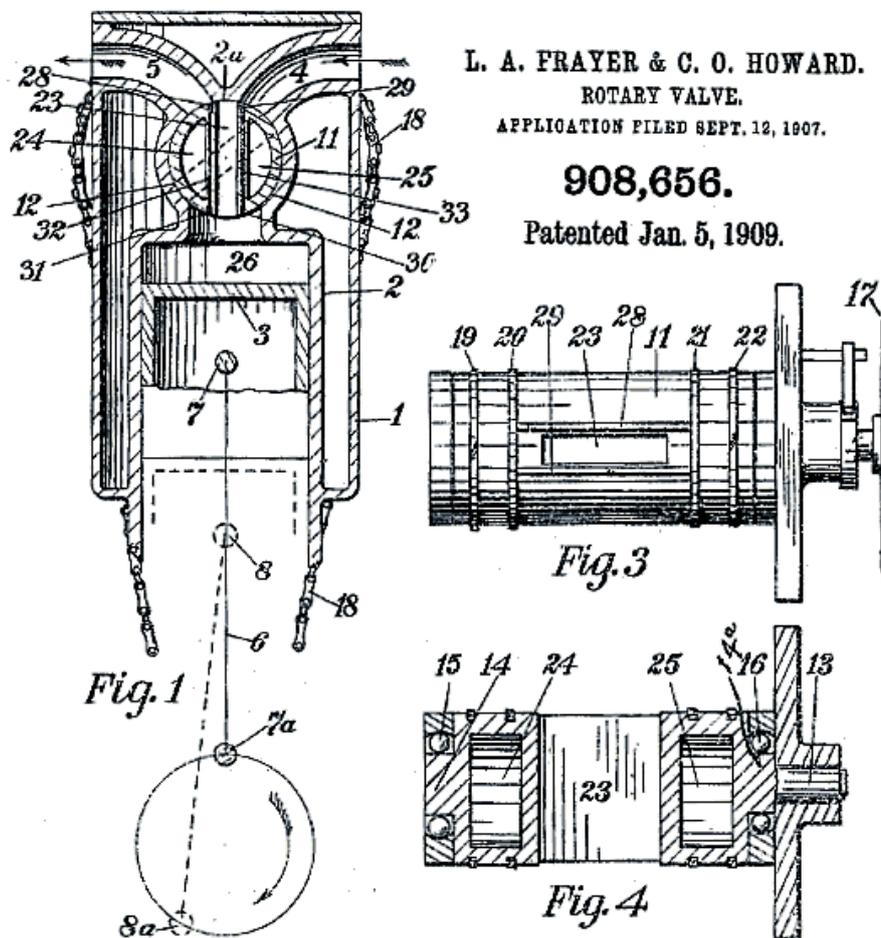
Os sistemas de comando de válvulas apresentam uma certa folga quando a válvula está fechada. Essas folgas são necessárias para garantir que a válvula ficará totalmente fechada quando for desejado, devido ao sistema apresentar algumas alterações nas dimensões da válvula e/ou came devido ao desgaste e às grandes diferenças de temperatura gerados com o motor em funcionamento.

2.3 Válvulas não usuais.

Existem diversos tipos de válvulas principais: válvula rotativa transversal, válvula de camisa rotativa e válvula rotativa axial.

A válvula rotativa transversal como válvula primária foi apresentado em uma patente de 1907, pelos inventores Frayer e Howard. Essa válvula está ilustrada na Figura 6.

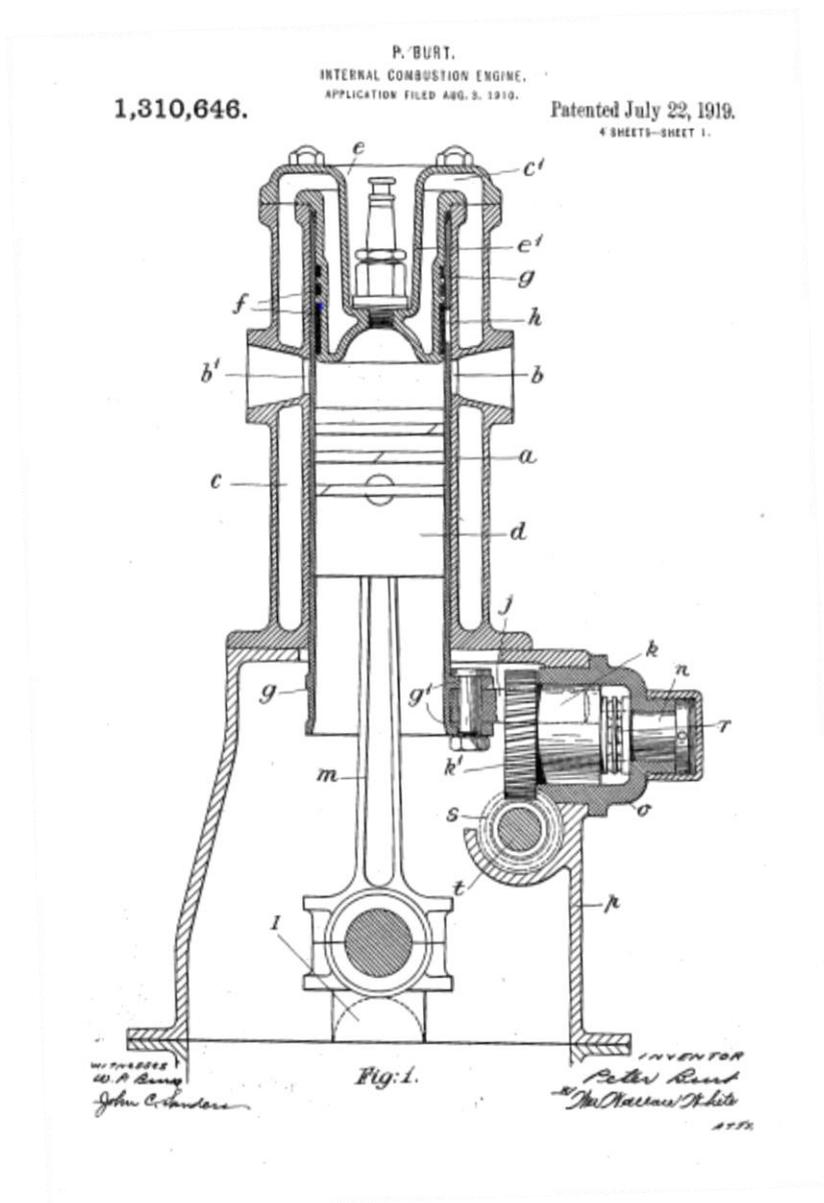
Figura 6 - Patente da válvula rotativa transversal criada por Frayer e Howard.



Fonte: DANTAS, 2012.

A válvula de camisa foi desenvolvida na época da 2ª Guerra Mundial. Esse motor é uma combinação do trabalho do cilindro e pistão com uma válvula de camisa independente do pistão entrando em contato com a superfície do cilindro por onde passam a mistura na admissão e os gases na exaustão. A camisa é acionada por cames ou virabrequins que realizam movimentos, alinhando as janelas e comandando a admissão e exaustão na câmara. A Figura 7 ilustra essa válvula.

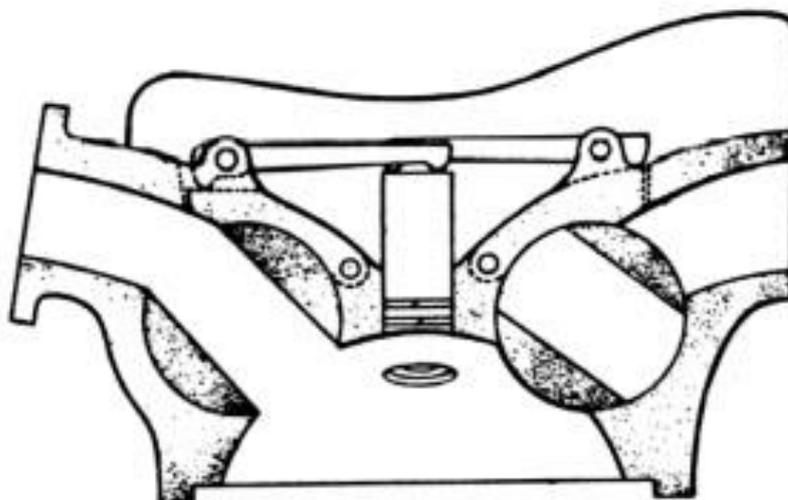
Figura 7 - Válvula de camisa criada por Peter Burt.



Fonte: BURT, 1919.

Em 1943 (DANTAS, 2012), um renomado piloto de motocicletas chamado Edward Andrew "Ted" Mellors criou uma patente para uma motocicleta de corrida no qual utiliza diversas ideias do sistema Francis, mas usando duas válvulas separadas para fazer a admissão e exaustão. Esse motor era composto por duas válvulas tronco-cônicas e de fenda diametral. Abaixo está ilustrado esse mecanismo na Figura 8, cujo acionamento também era feito por mecanismo de roda de Genebra.

Figura 8 - Sistema de válvulas criada por Mellors.



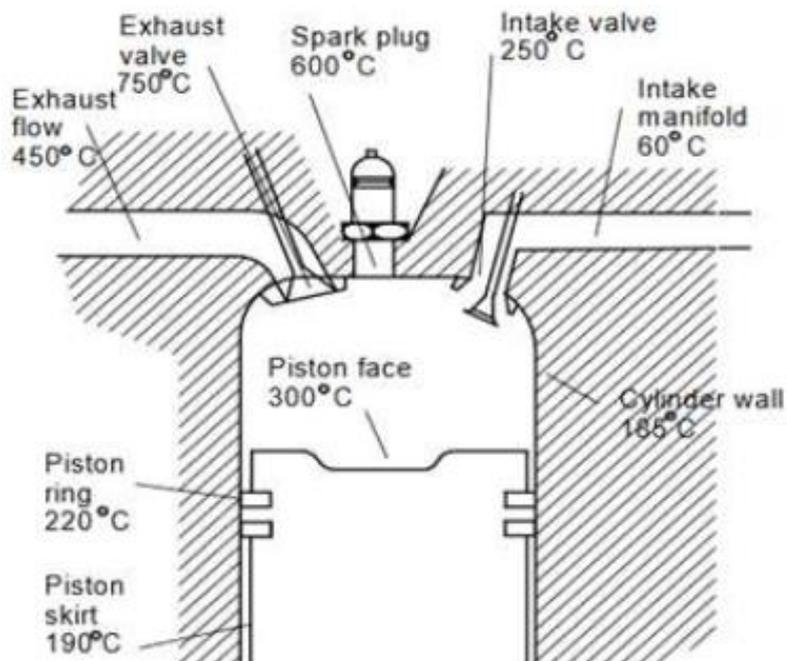
Fonte: DANTAS, 2012.

As válvulas citadas nessa seção, sendo utilizadas como principais, apresentam o problema de lubrificação e um desgaste muito rápido, pois para apresentar uma boa vedação é necessária uma alta pressão contra a parte fixa no cabeçote. Deste modo, optou-se por utilizar somente uma válvula principal de disco com sede cônica, que irá operar com uma temperatura um pouco mais baixa que a convencional e duas válvulas secundárias que funcionarão sob menor pressão de contato com a estrutura do cabeçote, diminuindo o desgaste. Deste modo, deverá resultar em uma melhora na eficiência volumétrica do cabeçote.

2.4 Válvula de Exaustão nos Motores de Ignição por Faísca

Nos motores de combustão interna, a válvula de exaustão é uma das partes críticas relacionada com a temperatura gerada pela combustão, pois além de sua face estar diretamente exposta à câmara de combustão, passam por essa válvula gases em alta temperatura, provenientes do processo de combustão, o que limita a taxa de compressão interna do motor. A Figura 9 ilustra a distribuição de calor dentro do motor.

Figura 9 – Distribuição de temperatura no interior do motor.



Fonte: IITG

3 METODOLOGIA

Este trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de um projeto de um cabeçote composto de um arranjo de válvulas diferente do tradicional utilizados em veículos atualmente. Os tipos de válvulas apresentados na revisão bibliográfica mostraram que a válvula axial rotativa possui algumas vantagens sobre as outras, como a de ter um formato mais simples de ser fabricada e, quando utilizada como válvula secundária, não necessita de materiais especiais na fabricação. Outra vantagem é, quando acionada por um mecanismo de movimento intermitente, ela permite que durante mais da metade do tempo com a válvula aberta ela funcione apenas com um trecho contínuo do duto, não atrapalhando o escoamento, melhorando a eficiência volumétrica. Esse mecanismo possui um menor tempo de transição, permanecendo mais tempo aberta ou fechada, uma vez que em alta rotação o mecanismo com abertura e fechamento de válvulas progressivamente reduz a capacidade do motor “respirar”.

Devido os motivos citados, optou-se por utilizar no novo cabeçote uma única válvula primária de disco com sede cônica e válvulas secundárias rotativas axiais acionadas pelo mecanismo de cruz de malta, o qual deve ser comparado com o de

um motor original com características construtivas similares. O primeiro procedimento para a realização deste projeto é a caracterização do cabeçote original, válvulas e comando de válvulas, juntamente com os demais componentes do motor de modo que este servirá como referência no desenvolvimento do novo modelo e para a realização de testes para assim ser comparado com o novo modelo. Neste trabalho, é utilizado o motor Volkswagen 1.6 AP carburado, motor que foi utilizado em diversos veículos da marca como Parati, Gol, Saveiro e Voyage fabricados entre os anos de 1985 e 1994. As características desse motor são mostradas na Tabela 1:

Tabela 1 – Especificações do Cabeçote Original

Parâmetro	Descrição
Diâmetro do cilindro	81 mm
Diâmetro da válvula de admissão	38 mm
Diâmetro da válvula de exaustão	33,18 mm
Levantamento	9,3 mm
Duração da admissão	212°
Duração da exaustão	212°
Lobe center	110°
Cruzamento	42°
Área de passagem do ar na válvula de admissão	827,5 mm ²
Área de passagem do ar na válvula de exaustão	729,4 mm ²
Volume da câmara de combustão	44,5 cm ³

Fonte: MORAES, 2018

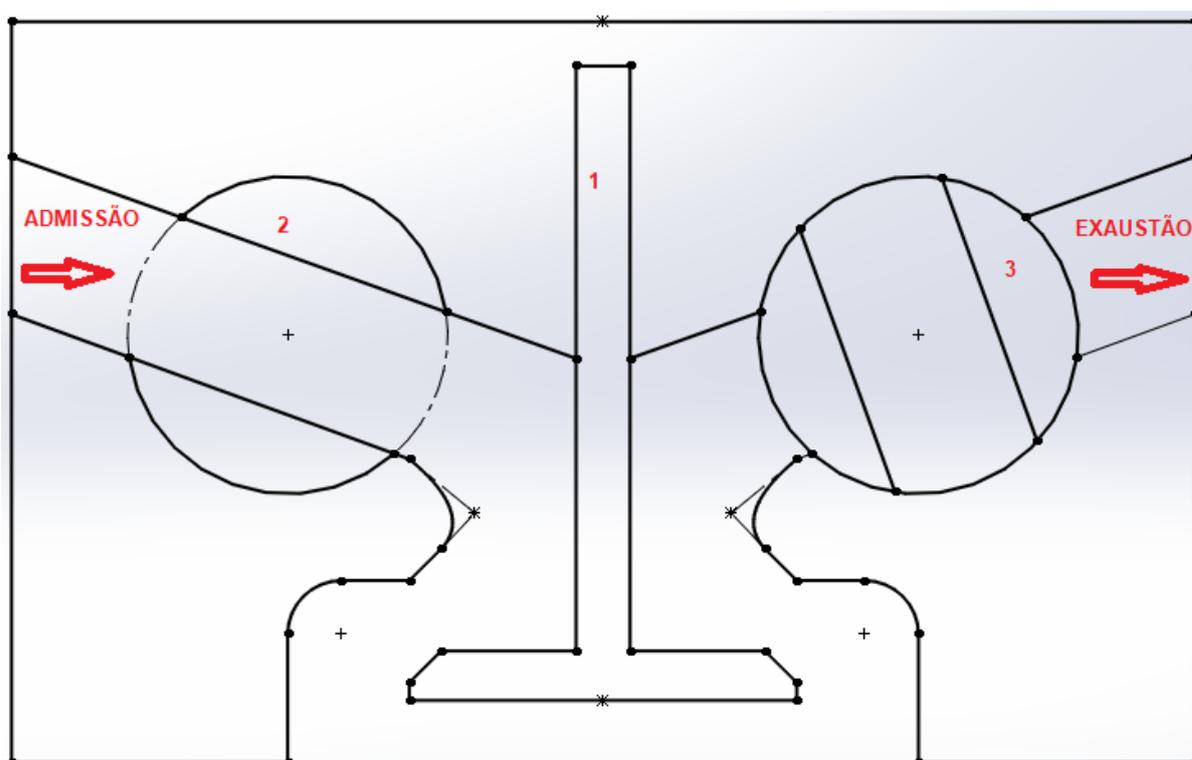
Após definido o conjunto original, este trabalho se divide em cinco etapas:

1. Descrição do novo modelo quanto à forma construtiva;
2. Dimensionamento das válvulas secundárias;
3. Desenho dos componentes no Solidworks;
4. Simulações do teste de fluxo no módulo Flow Simulation do Solidworks;
5. Realização dos testes e comparação dos dados resultantes.

3.1 Descrição do Novo Modelo quanto à Forma Construtiva.

O novo modelo deve apresentar características construtivas e de funcionamento semelhantes às do cabeçote original, como as áreas úteis de passagem de ar nas válvulas de admissão e exaustão, diâmetro do cilindro, o volume da câmara de combustão, o tempo de abertura da válvula e o cruzamento. Algumas modificações são necessárias para adaptar as válvulas secundárias no cabeçote para que ocorra a otimização do modelo. A Figura 10 mostra um esboço do modelo a ser desenvolvido e seus componentes: válvula principal (1), válvulas secundárias de admissão (2) e exaustão (3).

Figura 10 - Modelo do novo cabeçote.



Fonte: Autoria própria.

As válvulas comumente utilizadas apresentam algumas desvantagens, sendo a principal delas o superaquecimento da válvula de exaustão. A temperatura nela é mais alta que a de admissão, uma vez que na admissão a entrada da mistura ar-combustível refrigera a válvula de admissão e na exaustão os gases provenientes da

queima saem em alta temperatura. Essa alta temperatura limita a taxa de compressão do motor, pois quanto maior essa taxa, maior a elevação da temperatura.

A válvula principal é acionada pelo eixo do comando de válvulas. Já para acionar as válvulas secundárias é necessário um novo mecanismo que produza o movimento de abertura e fechamento dos dutos. Esse mecanismo é de movimento intermitente chamado Cruz de Malta.

3.1.1 Mecanismos de Movimento Intermitente

Os mecanismos de movimento intermitente (CLARO, 2007) são mecanismos que, através de um movimento contínuo de rotação, geram um movimento em uma direção e alternado com o tempo. Os mecanismos de movimento intermitente são utilizados para transformar um movimento contínuo, geralmente rotativo, em um movimento com uma série de períodos de avanço e repouso ou estacionamento da parte movida. O movimento intermitente acontece sempre no mesmo sentido, diferente dos mecanismos do tipo came-seguidor no qual o movimento é alternativo, movendo-se nos sentidos horário e anti-horário. Esse tipo de mecanismo é comumente utilizado em relojoaria, alimentação de peças e outros.

3.1.2 Mecanismos de Genebra ou Cruz de Malta

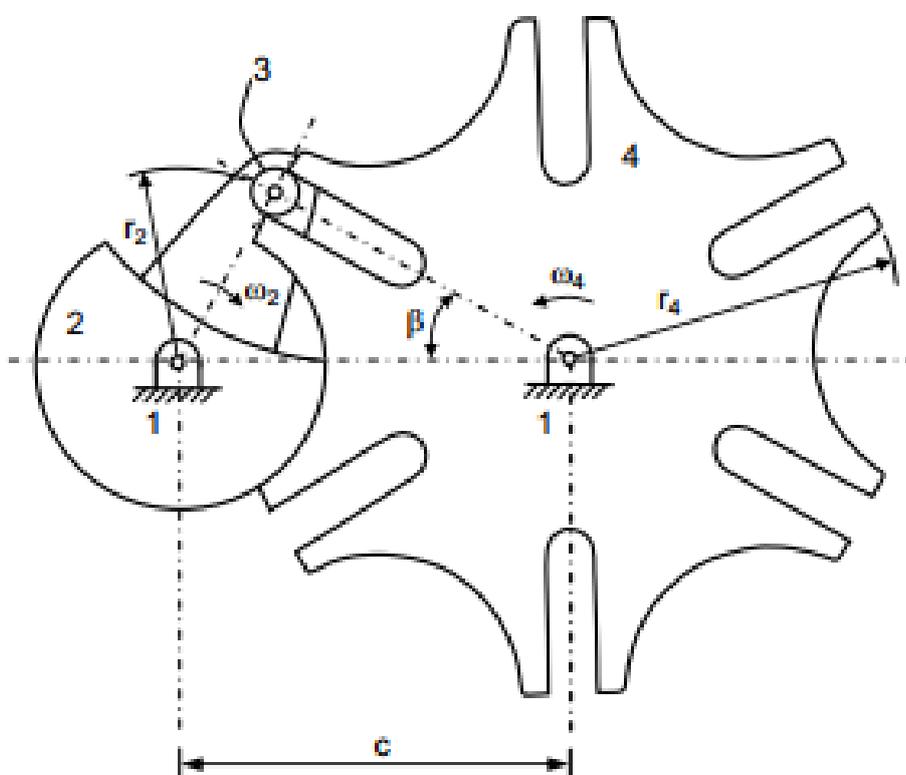
O mecanismo de Genebra, também conhecido como Cruz de Malta ou Roda de Genebra, (CLARO, 2007) é o mecanismo de movimento intermitente mais popular. Nesse mecanismo uma manivela faz um movimento de rotação contínuo que proporciona um movimento intermitente da roda, no qual é usado em sistemas que giram em baixa e alta velocidade de rotação.

Na Figura 11, conforme CLARO, está representado o mecanismo de Genebra de seis ranhuras, constituído por quatro partes: fixa (1), manivela (2), pino (3) e roda (4). A manivela é a parte motora que geralmente gira com velocidade angular constante, e é composto por um pino que engrena nas ranhuras da roda. Enquanto a manivela realiza uma volta completa, a roda gira uma fração de uma volta que depende do número de ranhuras presente na mesma. O ângulo de rotação β da roda, mostrado na Figura 11, corresponde à metade girado pela roda depois da atuação do pino. Percebe-se que, no momento do engrenamento e desengrenamento do pino nas

ranhuras, as linhas de centro encontram-se perpendiculares, o que diminui os choques entre eles durante seu funcionamento.

A manivela possui um ressalto que serve para travar a roda, fazendo com que a roda não rotacione quando não estiver engrenada no pino. A parte convexa da roda se encaixa na parte côncava da roda até que o pino chegue na posição de engrenar na ranhura, posição essa onde termina o ressalto da manivela permitindo assim que a roda se movimente.

Figura 11 – Mecanismo de Genebra.



Fonte: CLARO, 2007.

O mecanismo de Genebra tem como característica o raio de manivela r_2 , o raio da roda r_4 e a quantidade de ranhuras conforme ilustrado na Figura 11. O mecanismo exige o mínimo de 3 ranhuras para seu funcionamento, sendo mais usual de 4 a 12 ranhuras. O ângulo β entre duas ranhuras é expresso através da seguinte equação:

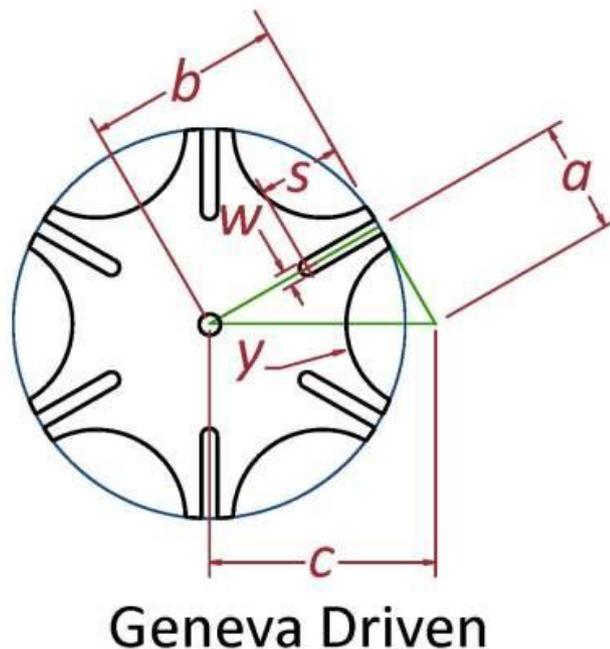
$$\beta = \frac{360}{2n} \quad (1)$$

Onde n é a quantidade de ranhuras da roda. Neste projeto serão utilizadas 4 ranhuras já que a roda transmite movimento de abertura e fechamento da válvula rotativa, ou seja, girando 90 graus em cada etapa. A distância entre os dois eixos pode ser encontrada utilizando a equação abaixo:

$$C = \frac{r_2}{\text{sen}\beta} \quad (2)$$

Segundo WALSH 2012, para dimensionar a roda da cruz de malta, deve-se estimar um valor do raio da manivela ou da roda e aplicar nas equações ilustradas na figura abaixo.

Figura 12 – Dimensionamento da roda.



Adapted from: Walsh, Ronald A. Handbook of Machine Design and Mechanical Calculators. McGraw-Hill Professional, 2005.

newgottland@gmail.com

Fonte: WALSH, 2012.

Segue abaixo os parâmetros para determinar o raio b da roda de Genebra:

a = raio da manivela;

n = número de ranhuras;

p = diâmetro do pino da manivela;

t = folga do pino na ranhura;

c = distância entre os centros = $a / \sin(180 / n)$;

b = raio da roda = $(c^2 - a^2)^{1/2}$;

s = comprimento da ranhura = $(a+b)-c$;

w = largura da ranhura = $p + t$;

y = raio do arco de parada = $a - (p * 1,5)$.

Para determinar o raio b da roda de Genebra, o processo é semelhante ao anterior:

b = raio da roda de Genebra;

n = número de ranhuras;

p = diâmetro do pino da manivela;

t = folga do pino na ranhura;

c = distância entre os centros = $b / \sin(180 / n)$;

a = raio da manivela = $(c^2 - b^2)^{1/2}$;

s = comprimento da ranhura = $(a+b)-c$;

w = largura da ranhura = $p + t$;

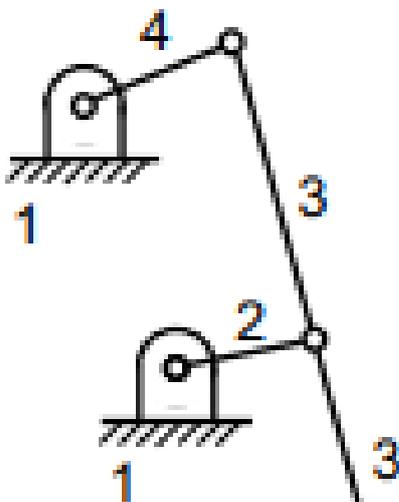
y = raio do arco de parada = $a - (p * 1,5)$.

A manivela de acionamento original da roda de Genebra foi testada, porém o ângulo efetivo de abertura e fechamento resultante foi de 40° , logo foi procurado outro mecanismo a fim de diminuir esse ângulo de acionamento. O mecanismo utilizado é o de quatro barras, que possui um ângulo efetivo de acionamento igual a 10° .

3.1.3 Mecanismo de Quatro Barras

O mecanismo de quatro barras, conforme CLARO 2007, é considerado o mecanismo articulado mais simples e comum. Os demais mecanismos são derivados dele. Esse mecanismo é amplamente aplicado na mecânica, como por exemplo, em acionamento de prensas, mecanismo que requerem retorno ligeiro, entre outros. A Figura 13 ilustra um sistema simples do mecanismo de quatro barras:

Figura 13 – Mecanismo de quatro barras.



Fonte: CLARO,2007

O mecanismo de quatro barras é composto de quatro componentes ou barras, sendo que um componente é fixo, um motor, um movido e um intermediário. Os componentes motor e movido são denominados manivelas ou barras oscilantes, dependendo de o movimento de giro for contínuo ou movimento de giro oscilatório.

Para fazer o dimensionamento do mecanismo, é necessário seguir a Regra de Grashof, a qual diz que para mecanismos de quatro barras que exercem movimento no plano, se o somatório das barras mais comprida e a mais curta for menor ou igual ao somatório das duas barras restantes, então barra de comprimento mais curto pode girar de forma contínua em relação às outras barras. Esse enunciado pode ser representado pela Equação 3, a seguir:

$$c + l \leq r + s \quad (3)$$

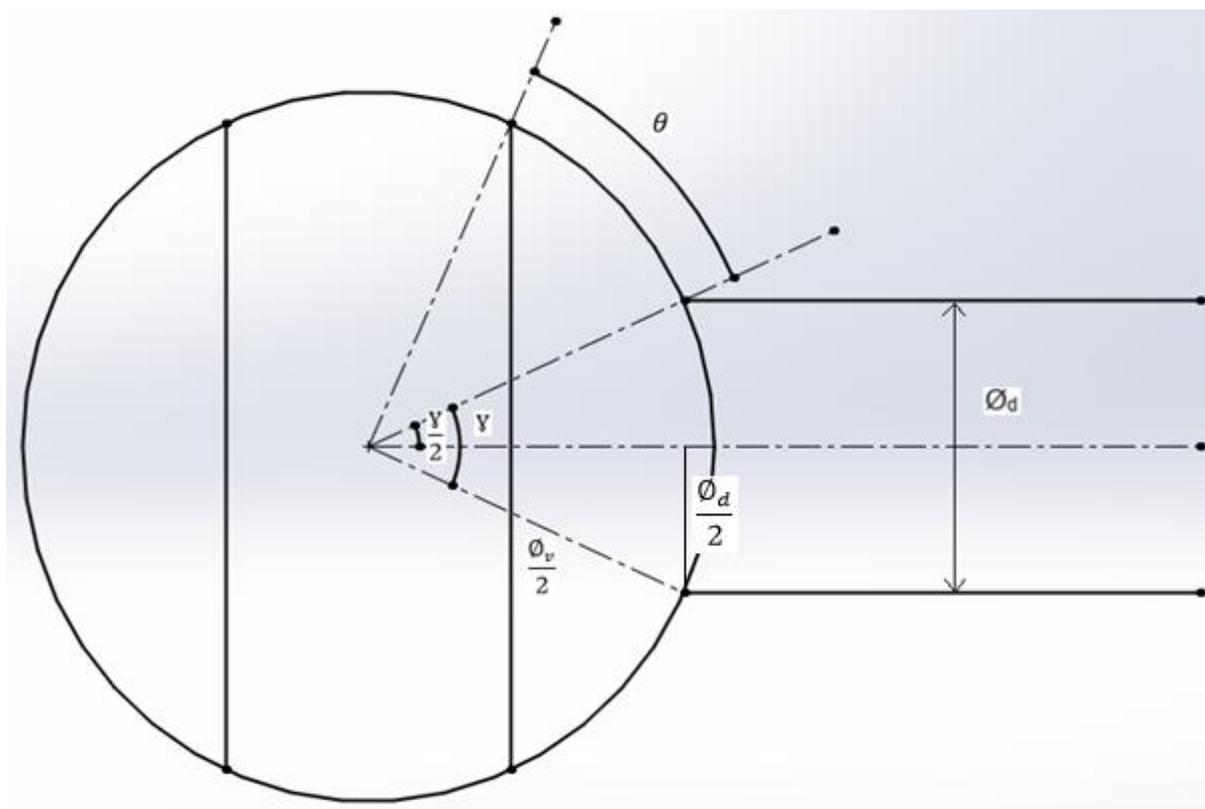
Onde c é a barra de comprimento menor, l é a barra de comprimento maior e r e s são as barras restantes.

3.2 Dimensionamento das Válvulas Secundárias.

O dimensionamento das válvulas secundárias é feito após definido a forma construtiva do conjunto. Cada uma das válvulas secundárias é acionada por uma cruz

de malta separado, ou seja, uma roda para girar a válvula de admissão e outra para a de exaustão. A Figura 14 ilustra a válvula secundária com suas características: diâmetro do duto (\varnothing_d), diâmetro da válvula rotativa (\varnothing_v), ângulo “morto” (θ) e ângulo de rotação entre a ponta superior e inferior do duto (γ).

Figura 14 - Válvula secundária rotativa axial.



Fonte: Autoria própria.

Para dimensionar a válvula rotativa secundária, primeiro é definido o diâmetro do duto (\varnothing_d) e depois precisa ser encontrado o ângulo de rotação entre a ponta superior e inferior do duto (γ). Analisando a Figura 14, é deduzida a Eq. 3, a seguir:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\varnothing_d/2}{\varnothing_v/2} = \frac{\varnothing_d}{\varnothing_v} \quad (3)$$

Deste modo, para encontrar o ângulo de rotação γ é preciso isolar ele na Eq.3, resultando na Eq.4, mostrada abaixo:

$$\gamma = 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{\varnothing_d}{\varnothing_v} \right) \quad (4)$$

Sendo assim, isola-se \varnothing_v da Eq. 3, resultando na Eq.5 abaixo:

$$\varnothing_v = \frac{\varnothing_d}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad (5)$$

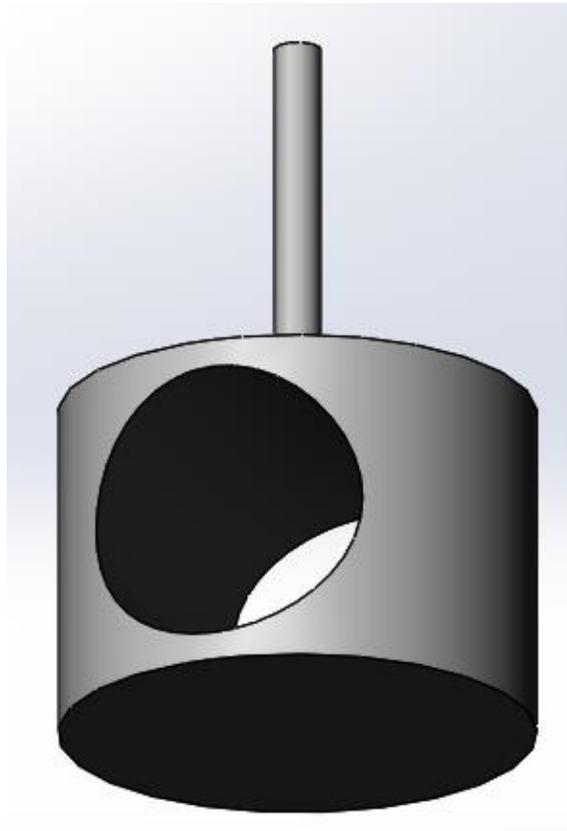
$$\sin \frac{\gamma}{2} = \sin \frac{90^\circ - \theta}{2} \quad (6)$$

Portanto, para encontrar o diâmetro da válvula rotativa (\varnothing_v), substitui-se a Eq.6 na Eq.5, resulta na Eq.7, a seguir:

$$\varnothing_v = \frac{\varnothing_d}{\sin \left(\frac{90^\circ - \theta}{2} \right)} \quad (7)$$

A válvula rotativa do presente trabalho possui um diâmetro de 50,56mm, para um ângulo morto (θ) igual à 10° . Ela está ilustrada na Figura 15 a seguir:

Figura 15 – Válvula rotativa axial.

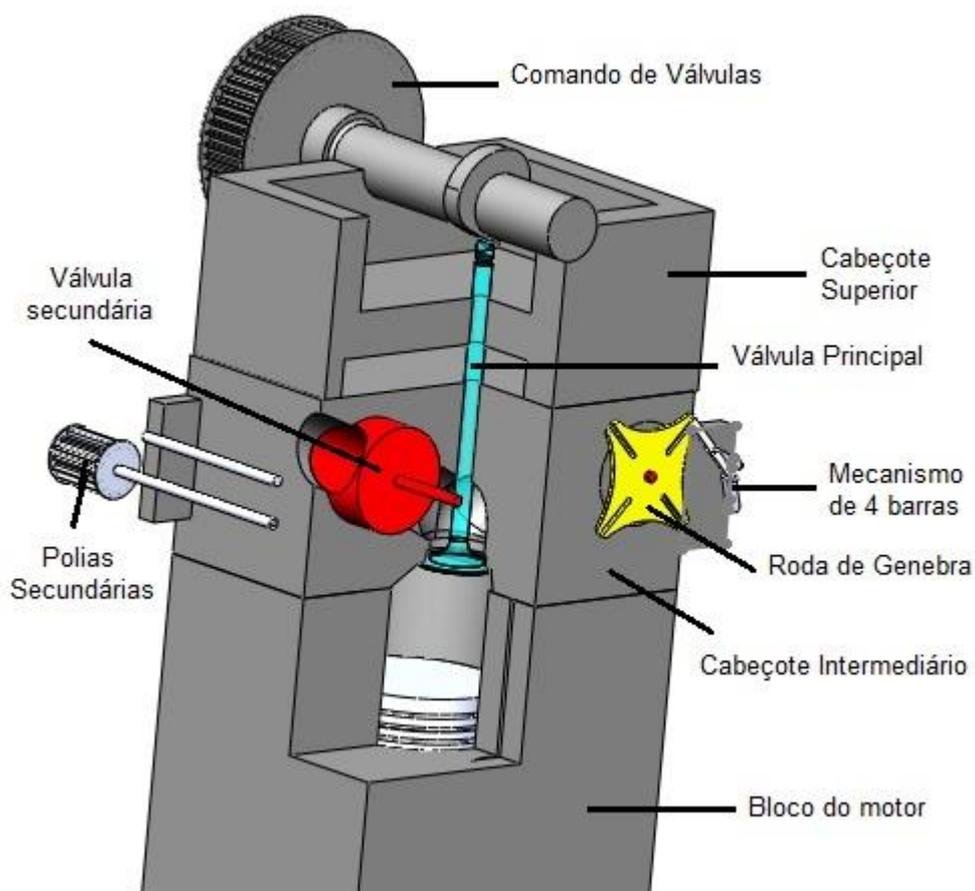


Fonte: Autoria Própria

3.3 Desenho dos componentes no Solidworks.

Nesta seção serão apresentados os desenhos dos componentes do novo modelo de cabeçote. Inicialmente será feito a projeção apenas da válvula de admissão, pois a estimativa de eficiência volumétrica costuma ser feita só testando o fluxo através da mesma. O mecanismo de descarga é semelhante ao de admissão, porém utilizaria um eixo de acionamento separado para permitir variação de fase entre admissão e descarga. A Figura 16 apresenta o desenho do motor criado no Solidworks e seus componentes.

Figura 16 - Componentes do motor.



Fonte: Autoria própria.

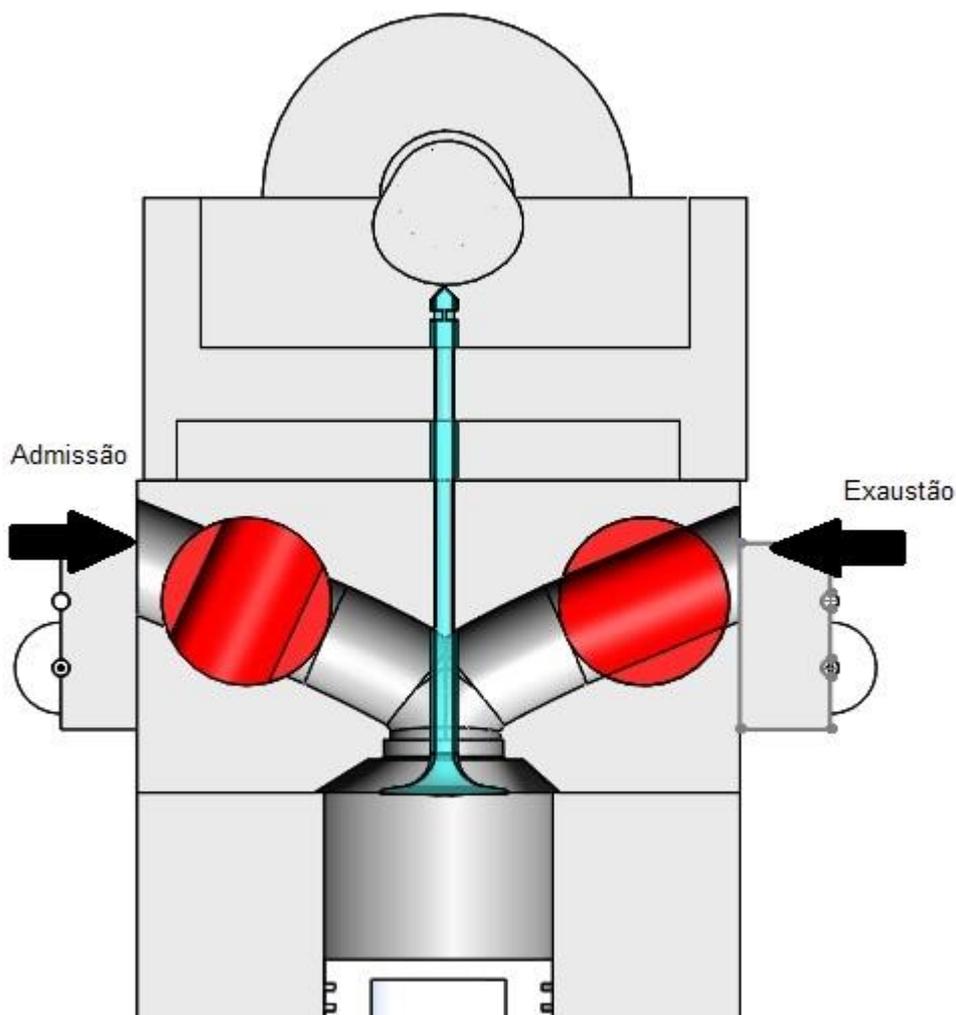
O eixo do comando de válvulas faz o movimento de fechamento e abertura da válvula principal. Também, este eixo movimenta as polias secundárias numa relação de transmissão de 4:1, que transmitem movimento para o mecanismo de 4 barras,

fazendo a rotação das válvulas secundárias (em vermelho na Figura 16). O sistema possui uma polia secundária para a exaustão e outra para a admissão.

3.3.1 Cabeçote Intermediário.

O cabeçote intermediário está localizado entre o bloco do motor e o cabeçote superior e ele possui os dutos de exaustão e admissão em lados opostos. A Figura 17 mostra o cabeçote cortado, de modo a facilitar a visualização dos dutos e as posições.

Figura 17 - Dutos de admissão e exaustão do cabeçote proposto.



Fonte: Autoria própria.

As válvulas secundárias controlam o momento de admissão e de exaustão não estando expostas às altas temperaturas e pressões geradas no interior do cilindro durante a compressão e combustão.

3.4 Modelagem das Simulações dos Testes de Fluxo

Após a definição do modelo, a montagem do motor e o dimensionamento do modelo proposto, o próximo passo é realizar a modelagem da simulação motor. O motor desenvolvido é composto de um único cilindro.

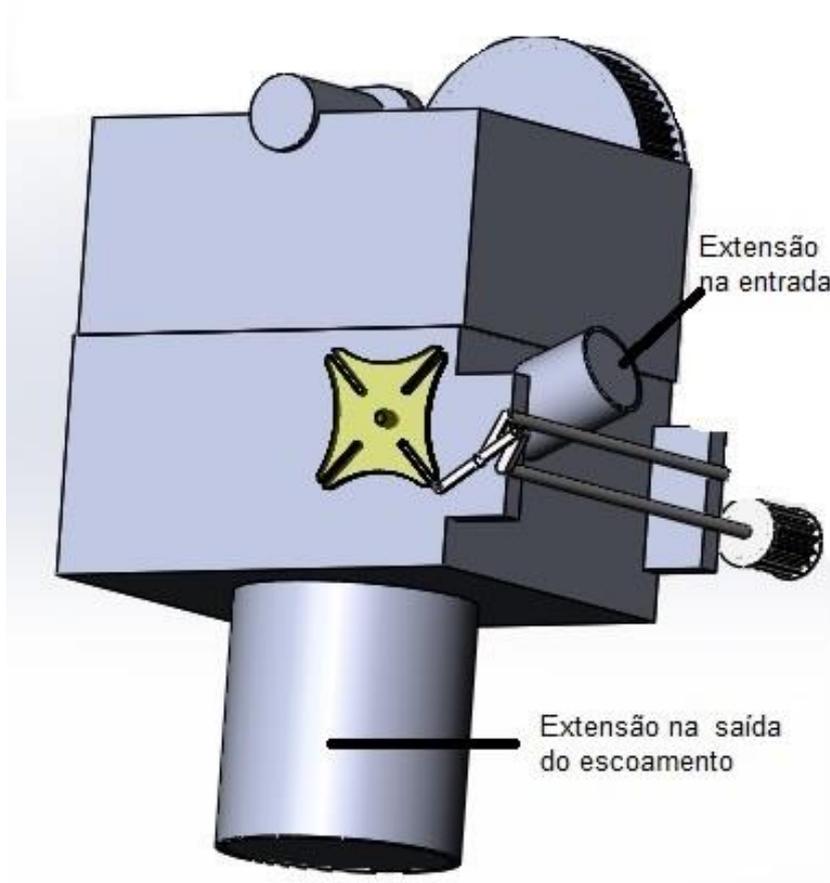
A simulação para otimização de fluxo de cabeçotes em ensaios experimentais é realizada numa bancada de fluxo contínuo, com uma diferença de pressão padrão de 10 polegadas de coluna de água, o que equivale a 2490,82 Pa. Essa diferença de pressão será utilizada como condição de contorno no Flow Simulation do Solidworks.

A modelagem computacional é uma maneira mais fácil, ligeira e de custo baixo. Nela é possível verificar diversas posições e geometrias. Devido isso, escolheu-se esse tipo de teste ao invés de utilizar uma bancada de fluxo, onde seria necessário a construção de um modelo físico para testes, gerando gastos e maior demora para obter resultados.

Nos motores de combustão interna, na admissão, existe maior dificuldade para alimentar o cilindro devido à perda de carga gerada pela válvula e seu duto, que deve ser menor com o novo conjunto proposto.

As simulações dos testes de fluxo no software CAD reproduzem os ensaios em uma bancada de fluxo. Para a simulação funcionar corretamente, as linhas de fluxo no interior do duto precisam estar paralelas às paredes do duto. Deste modo, foram necessárias algumas adaptações no modelo, conforme ilustrado na Figura 18:

Figura 18 - Extensões na entrada e saída do cabeçote.

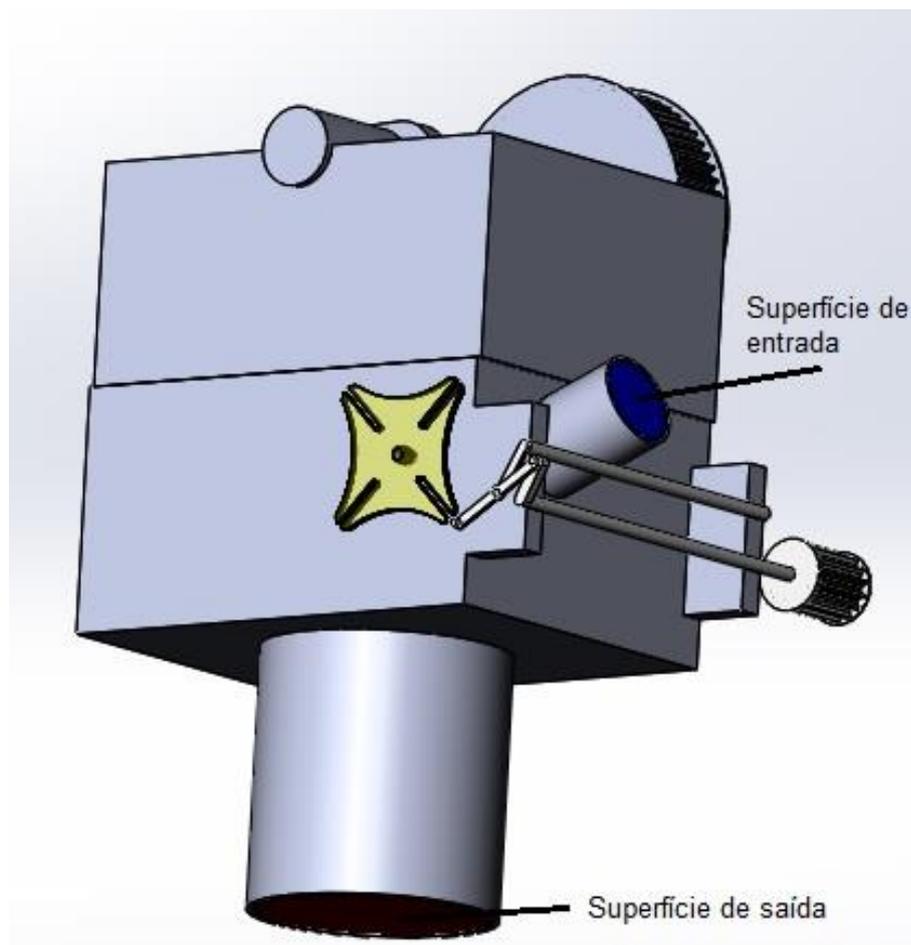


Fonte: Autoria própria.

Na região de entrada foi estendido o canal de modo que o ar entre perpendicularmente à superfície de entrada. Para a região de saída do escoamento, foi estendido um cilindro com o mesmo diâmetro do original e com uma altura que corresponde ao deslocamento do pistão no interior do cilindro, aproximadamente 77mm.

A entrada da mistura e saída dos gases pelas válvulas ocorrem devido ao sistema apresentar diferença de pressão entre a parte interna e externa do motor. Quanto maior for essa diferença de pressão, maior será o fluxo de ar que passa através do duto. No processo de admissão, o fluxo ocorre em direção ao interior do cilindro devido ao pistão gerar vácuo durante o movimento entre o PMS e o PMI. Esse fluxo é controlado pelas superfícies de controle (entrada e saída) do cabeçote, superfícies que estão ilustradas na Figura 19 a seguir:

Figura 19 - Superfícies de entrada e saída de fluxo.



Fonte: Autoria própria.

Durante o funcionamento do motor, a pressão interna fica variando bastante com o tempo. Já para a simulação da bancada de fluxo é usada uma diferença de pressão padrão como se o escoamento fosse contínuo, fazendo com que o resultado possa ser comparado com outros testes. Sendo assim, a pressão utilizada neste trabalho para os testes na simulação é igual a 10 polegadas de coluna de água, o que equivale a 2490,82 Pa, que foi a mesma utilizada nos testes realizados anteriormente com o cabeçote original, podendo ser comparados os valores obtidos em testes práticos com valores de simulação computacional.

A Tabela 2 mostra as condições das superfícies de controle estabelecidas para modelagem do cabeçote.

Tabela 2 – Condições de Contorno das Superfícies

Superfície	Pressão [Pa]	Temperatura do fluido [K]	Fluído de teste
Entrada	101325	293,2	Ar atmosférico
Saída	98834,18	293,2	

Fonte: Autoria própria

As simulações foram realizadas por meio da medição do fluxo de ar atmosférico, em CFM (*cubic feet per minute*) que passa através das válvulas de admissão com o escoamento no sentido normal à superfície de entrada em direção ao interior da câmara de combustão. Para essas medições, foi movimentado o eixo do comando de válvulas variando de 5° em 5° entre cada medição, gerando uma variação no levantamento da válvula cônica principal. Essa variação foi utilizada para o cabeçote original e para o cabeçote proposto neste trabalho para fins de comparação dos resultados.

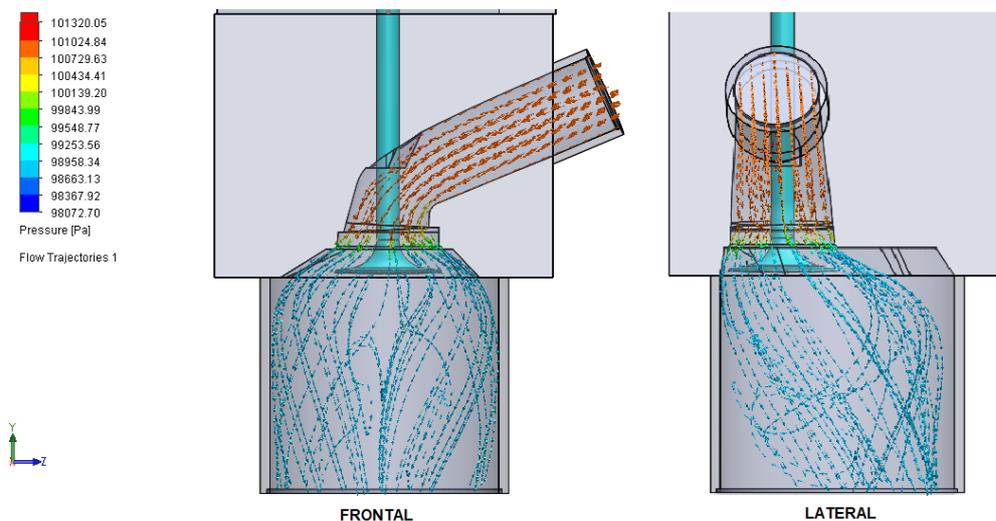
4 RESULTADO E DISCUSSÕES

Nesta parte do trabalho são mostrados os resultados obtidos, por meio das simulações computacionais, do cabeçote original e do cabeçote proposto com arranjo secundário.

4.1 Cabeçote Original

O cabeçote original é aplicado no motor Volkswagen AP 1.6 com carburador. A Figura apresenta o modelo, com as linhas de fluxo dentro do volume de controle, com as dimensões e características da construção desse. A válvula cônica de admissão utilizada nos ensaios possui diâmetro de 38mm e apresenta um levantamento total de 9,3mm, sendo que 0,3mm correspondem à folga entre o came e a válvula, resultando em um levantamento efetivo de 9,0mm. Com esse levantamento a área de passagem de ar através do sistema de admissão é igual a 827,5mm². O volume morto do cabeçote original é próximo a 44,5cm³.

Figura 20 - Vistas frontal e lateral da simulação do cabeçote original.



Fonte: Autoria Própria

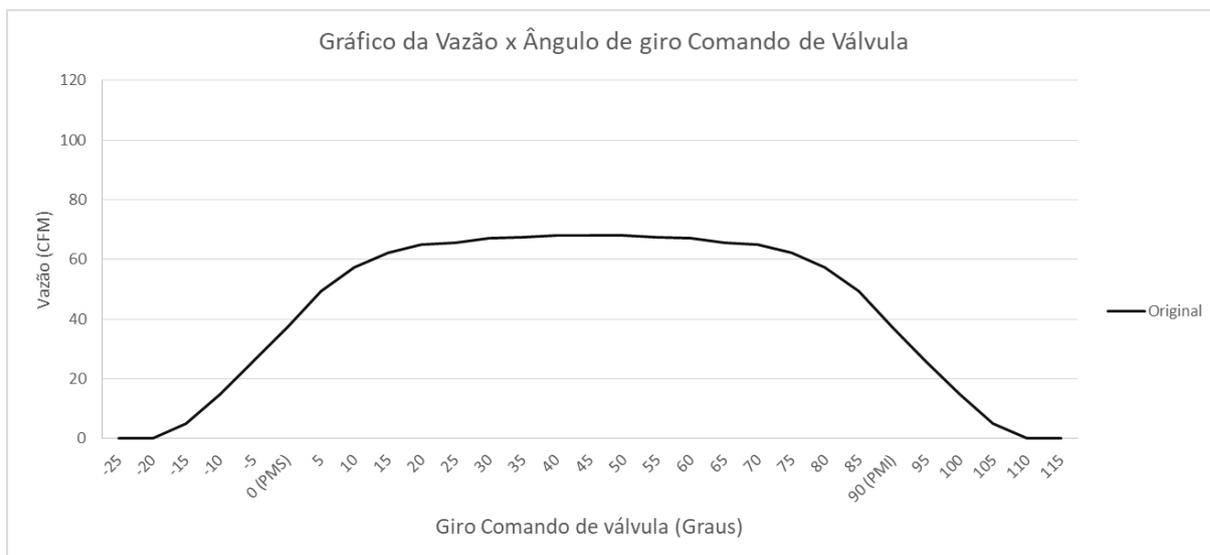
Após a simulação do modelo, foram realizadas as variações de 5° em 5° no eixo do comando de válvulas, ao longo de toda a abertura e fechamento da válvula. Os resultados são mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Resultado para o Cabeçote Original

Ângulo	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
Vazão (CFM)	0	0	5.07	19.19	25.94	37.17	49.54	57.49	62.37	65.16
Ângulo	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Vazão (CFM)	65.76	67.27	67.46	67.92	68.01	67.92	67.46	67.27	65.76	65.16
Ângulo	75	80	85	90	95	100	105	110	115	
Vazão (CFM)	62.37	57.49	49.54	37.17	25.94	19.19	5.07	0	0	

Fonte: Autoria própria

Figura 21 – Curva de abertura e fechamento para o cabeçote original.



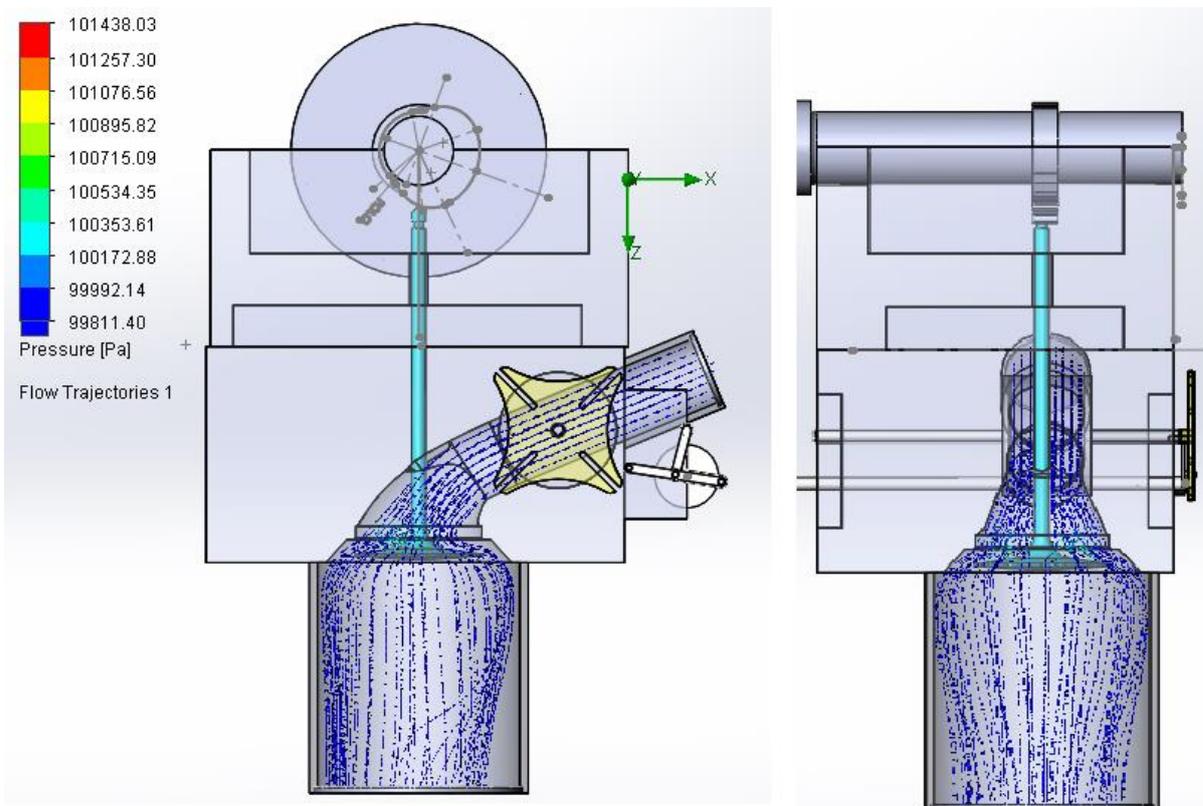
Fonte: Autoria Própria

A vazão máxima para um ensaio realizado em uma bancada de fluxo encontrado nas informações disponíveis pela empresa Tecnomec (MORAES, 2018) equivalente à um cabeçote igual ao estudado neste trabalho, foi igual a 73 CFM. O valor obtido na simulação deste trabalho foi próximo a esse valor.

4.2 Cabeçote com Arranjo de Válvulas Secundárias

O conjunto do motor proposto apresenta um cabeçote com arranjo de válvulas secundárias com os dutos de exaustão e admissão em lados opostos, diferente do cabeçote original que possui ambos os dutos do mesmo lado. O cabeçote proposto utiliza uma única válvula principal com sede cônica com 56mm de diâmetro e foi utilizado o mesmo levantamento da simulação do cabeçote original (9,0mm) para o cabeçote proposto. A Figura 22 mostra a imagem da simulação para este arranjo:

Figura 22 - Vistas frontal e lateral da simulação do cabeçote proposto.



Fonte: Autoria Própria

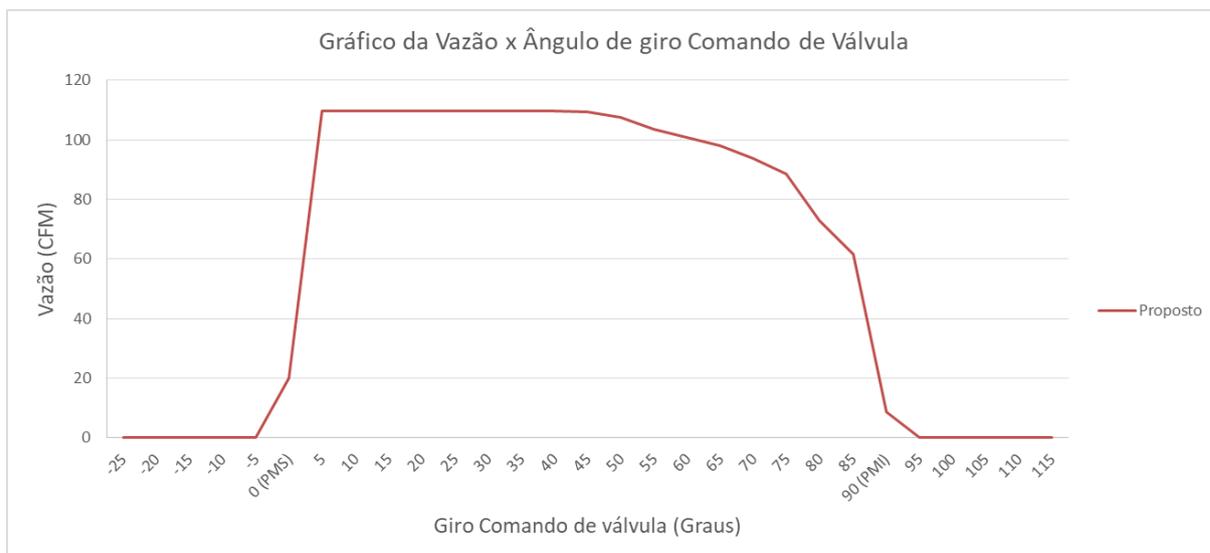
Os resultados obtidos nas simulações realizadas são mostrados na Tabela 4 e foram utilizados para gerar o gráfico do fluxo através do duto durante o processo de abertura e fechamento do arranjo de válvulas que está ilustrado na Figura 23.

Tabela 4 - Resultado para o Cabeçote Proposto

Ângulo	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
Vazão (CFM)	0	0	0	0	0	20.03	109.61	109.61	109.61	109.61
Ângulo	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
Vazão (CFM)	109.61	109.61	109.61	109.61	109.55	107.45	105.83	104.78	101.70	99.30
Ângulo	75	80	85	90	95	100	105	110	115	
Vazão (CFM)	93.63	85.23	72.47	8.72	0	0	0	0	0	

Fonte: Autoria própria

Figura 23 – Curva de abertura e fechamento para o cabeçote proposto.



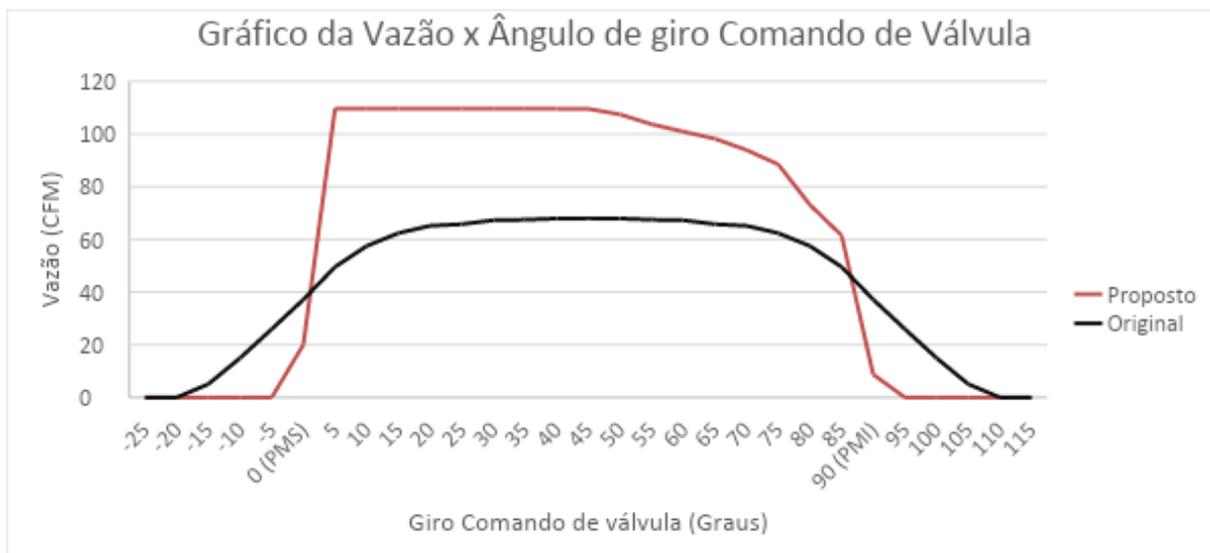
Fonte: Autoria Própria

O gráfico apresenta curvas diferentes para a abertura e fechamento da válvula na admissão devido à válvula principal de sede cônica estar totalmente aberta no início da admissão e o fechamento da válvula secundária ocorrer simultaneamente com a válvula principal.

4.3 Comparação e Análise dos Resultados

Após realizadas as simulações e registrados os resultados, é realizada a comparação entre o cabeçote original e o cabeçote com válvulas secundárias. A Figura 24 mostra esse comparativo.

Figura 24 – Gráfico com as curvas obtidas para os cabeçotes original e o proposto.



Fonte: Autoria Própria

Observando as Tabelas e o gráfico da Figura 24, é possível ver que no arranjo proposto a abertura da passagem da mistura ar-combustível ocorre de forma mais rápida do que o modelo original, devido a válvula principal permanecer totalmente aberta no início da admissão. Para o fechamento no modelo proposto, é possível ver que o isso ocorre de forma mais lenta do que a abertura, ou seja, o ângulo para o fechamento é maior devido as válvulas principal e secundária fecharem simultaneamente.

O cabeçote proposto apresentou sua vazão máxima entre as posições 5° e 40°, ou seja, num intervalo de 35°. Já o cabeçote original obteve sua vazão máxima com uma duração bem mais curta, aproximadamente 5°. Sendo assim, o cabeçote proposto apresentou uma maior vantagem no fluxo da mistura na admissão em comparação ao original.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estudo realizado neste trabalho buscou desenvolver um modelo de cabeçote mais eficiente, através da modificação de um cabeçote de motor de combustão interna, composto de uma válvula principal convencional de haste e sede cônica e duas válvulas rotativas axiais secundárias acionadas por um mecanismo de movimento intermitente, roda de Genebra. Os resultados foram obtidos através de

simulações em software CAD para o modelo original e o proposto, de maneira a serem comparadas entre si.

O cabeçote proposto poderá apresentar uma redução na temperatura de trabalho da válvula principal devido ao fato de passarem por ela, além dos gases de escape, a mistura ar-combustível que se encontra muito próxima da temperatura ambiente. Essa redução de temperatura que possibilita aumentar a taxa de compressão interna do motor, gerando assim uma melhora na eficiência termodinâmica do mesmo devido a diminuir a possibilidade de ocorrer a autoignição, pode ser tema de trabalho futuro.

Os resultados obtidos pelas simulações mostraram que o cabeçote proposto apresentou uma melhora de aproximadamente 121% de fluxo máximo 5º depois do PMS durante a admissão. Conforme o previsto, a válvula rotativa, quando acionada por um mecanismo de movimento intermitente, permite que ocorra um menor tempo de transição, permanecendo mais tempo totalmente aberta ou fechada. A vazão máxima absoluta foi 109,54CFM com duração de 30º a mais no cabeçote proposto. Durante mais da metade do tempo com a válvula aberta, ela funciona como um trecho contínuo do duto, não atrapalhando o escoamento, melhorando a eficiência volumétrica.

6 REFERÊNCIAS

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. Volume 1. São Paulo: Blucher, 2012.

BURT, P. **United States Patente Office**. 1919, Scotland.

CESAR, G. V. **Desenvolvimento de Uma Bancada de Testes Para Motores a Combustão Interna**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, agosto de 2012.

CLARO, P. F. J. C. P, **Cinemáticas de Mecanismos – 2**. Análise Descritiva de Mecanismos. Universidade do Minho, Guimarães, 2007.

DANTAS, A. **O Mundo (Muito Louco) das Válvulas – 2ª Parte**. Brasil, outubro 2012. Disponível em <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2012/10/o-mundo-muito-louco-das-valvulas-2-parte.html>>. Acesso em 30 nov 2018.

DANTAS, A. **O Mundo (Muito Louco) das Válvulas – 4ª Parte**. Brasil, dezembro 2012. Disponível em <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2012/12/o-mundo-muito-louco-das-valvulas-4-parte.html>>. Acesso em 30 nov 2018.

MAHLE Driven by performance. **Catálogo de Válvulas, guias e sedes de válvulas**. 2017.

MARTYR, A. J.; PLINT, M. A. **Engine Testing**. Inglaterra: Butterworth – Heinemann, 2007.

MORAES, J. R. Z. **Estudo de Viabilidade de Arranjo de Válvulas Primárias e Secundárias para Cabeçotes de Motores**. Unipampa, Alegrete 2018.

PASSOS, R. **Comando de Válvulas: O Maestro Mecânico do Motor**. Brasil, janeiro 2016. Disponível em <<https://www.flatout.com.br/comando-de-valvulas-o-maestro-mecanico-do-motor/>>. Acesso em 13 out. 2018.

PENIDO, P. F. **Os motores a Combustão Interna**. Primeira edição. Belo Horizonte: LEMI, 1983.

PEREIRA, J. C. **Dinamômetros**. Brasil, junho 1999. Disponível em <<http://www.joseclaudio.eng.br/dinos1.html>>. Acesso em 09 set. 2018.

ROMMER, A.; IHLEMANN, A.; HAAS, M.; SOLFRANK, P.; JAKEL, M.; BRETTING, W.; GEIGER, U., **Sistemas de Comando de Válvulas Para Motores de Combustão Interna**. Alemanha, verlag moderne industrie, 2003.

SAHA, Ujjwal. **Internal combustion Engines**. Department of Mechanical Engineering IITG

SPERANDIO, D.; ZUCCON, G. D.; OGI, L. H. B.; ALVISI, T., **Projeto de Dinamômetro para Ensaios de MCI de Pequeno Porte**. Universidade São Francisco, Itatiba, 2014

WALSH, R. A. **Make Geneva wheels Any Size**. Janeiro 2012. Disponível em <<https://newgottland.com/2012/01/08/make-geneva-wheels-of-any-size/>>. Acesso em 28 nov 2018.