CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI
GIANCARLO DAMINATO

ANÁLISES NUMÉRICA E EXPERIMENTAL EM BANCADA DO IMPACTO ENTRE VÁLVULA E ANEL INSERTO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

São Bernardo do Campo

2015

GIANCARLO DAMINATO

ANÁLISES NUMÉRICA E EXPERIMENTAL EM BANCADA DO IMPACTO ENTRE VÁLVULA E ANEL INSERTO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.

Dissertação de Mestrado, apresentado ao Centro Universitário da FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, com ênfase em Sistemas da Mobilidade. Orientado pelo Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

São Bernardo do Campo

2015

Daminato, Giancarlo
Análises numérica e experimental em bancada do impacto entre válvula e anel inserto em motores de combustão interna. Giancarlo Daminato, São Bernardo do Campo, 2015.
123 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury.

1. Válvula e Sede de Válvula. 2. Trem de válvula 3. Acelerômetro. 4. Bancada de Teste. 5. Simulação numérica. Fleury, I. Agenor de Toledo, orient. II. Título.

CDU 629.113

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA EXAMINADORA

Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

Mestrado

PGM-10

Aluno: Giancarlo Daminato **Matrícula:** 212307-3

Título do Trabalho: Análises numérica e experimental em bancada do impacto entre válvula e anel inserto em motores de combustão interna.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Data da realização da defesa: 27/08/2015

ORIGINAL ASSINADA

AVALIAÇÃO DA BANCA EXAMINADORA:

_____

_____

_____

_____

_____

São Bernardo do Campo, 27/08/2015.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury	Ass.: _____
Prof. Dr. Marko Ackermann	Ass.: _____
Prof. Dr. Walter Jorge Augusto Ponge-Ferreira	Ass.:_____

A BANCA JULGADORA ACIMA-ASSINADA ATRIBUIU AO ALUNO O SEGUINTE RESULTADO:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me proporcionar a oportunidade de confeccionar este trabalho, assim como a todos que direta ou indiretamente contribuíram para execução deste, em especial a minha esposa Silene meus filhos Jaqueline e Felipe, amigos, professores e profissionais que colaboraram com a construção deste trabalho com prestativas orientações.

Por fim, gostaria de agradecer ao meu orientador Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury pela paciência, compreensão, orientação e dedicação expendida para a conclusão desta dissertação.

RESUMO

Esta dissertação visa contribuir com parte do entendimento das causas do desgaste entre a válvula e anel assento de válvula através do estudo do impacto entre eles, propondo um novo conceito para avaliação dinâmica do trem de válvulas, numa tentativa de identificar falhas de projeto e propor melhorias aos componentes ligados ao sistema, a falha ou desgaste prematuro em qualquer parte destes componentes pode acarretar desde o mau funcionamento até a perda total do motor.

Através de um método experimental baseado em acelerômetros, e a construção de um modelo matemático através do software ADAMS para simulação dos valores experimentais e quantificar a energia dissipada pela válvula contra o anel assento, o estudo concentra-se na válvula e sede de válvula por se tratar de componentes com grande importância para o funcionamento dos motores de combustão interna.

Prontamente, o trabalho apresenta o resultado comparativo entre componentes do trem de válvulas com mesma função, formas construtivas e respostas dinâmicas diferentes, identificando e quantificando o quanto cada componente do trem de válvulas representa neste impacto. Os resultados finais obtidos comprovaram que o objetivo do trabalho foi atingido.

Palavras-chave: Motores. Flex-Fuel. Trem de válvulas. Acelerômetros. Modelo matemático.

ABSTRACT

This dissertation aims to collaborate as a part of the understanding of the causes of wear between valve and valve seat ring through the study of the impact between them and addressing a new concept for dynamic evaluation of the valve train, allowing to identify design flaws or suggest improvements to components connected to the system, measure the actual value of the energy dissipation caused by the impact of the components during the closing phase of the valve.

Through an experimental method based on accelerometers, and constructing a mathematical model using ADAMS software and to simulate the experimental values quantifying the energy dissipated by the valve against the seat ring, the study focused in the valve seat and the valve, because these components are of great importance for the operation in internal combustion engines.

Promptly, the work presents the comparative results between train components valves with same function, different construction forms and dynamic responses, identifying and quantifying how much each valve train component contributes to the impact. The results show that the purpose of this work was achieved.

Key words: Engine, Flex-fuel. Valvetrain. Accelerometers. Mathematical model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 Desgaste no assento da sede da válvula 14
Figura 1-2 Desgaste do anel assento de válvulas 14
Figura 2-1 Motor Alternativo 18
Figura 2-2 Exemplo de injeção PFI e GDI 18
Figura 2-3 Exemplo motor ignição espontânea 19
Figura 3-1 Visão interna do motor 20
Figura 3-2 - Válvula tipo tulipa (poppet) 21
Figura 3-3 - Desgaste de válvulas em um mesmo motor (multiválvulas) 23
Figura 3-4 Projeto típicos de válvulas 23
Figura 3-5 Velocidade válvula de escape 25
Figura 3-6 Diferença entre ângulo de assentamento válvula x anel inserto 26
Figura 3-7 Recuo da válvula 28
Figura 3-8 Deformação do cabeçote e Válvula 30
Figura 3-9 Anel inserto forças atuantes 31
Figura 3-10 Diagrama de distribuição Pressão x Ângulo do Virabrequim 34
Figura 3-11 Diagrama de válvulas – cruzamento 35
Figura 3-12 Válvula de admissão e escape abertos 35
Figura 3-13 Sistema completo de acionamento de válvulas 36
Figura 3-14 Componentes do acionamento do trem de válvulas 37
Figura 3-15 Sistema de comando de válvula (OHV) 39
Figura 3-16 Sistema de comando de válvula (OHC) 39
Figura 3-17 Sistema de comando de válvula (DOHC) 40
Figura 3-18 Tabela comparação de trem de válvulas 41
Figura 3-19 Comando de válvulas 43
Figura 3-20 Contato Came x Tucho 44
Figura 3-21 Medição elevação do came 45
Figura 3-22 Curva elevação e derivadas 46
Figura 3-23 Fases do came do eixo comando de válvulas 47
Figura 3-24 Came com triplo arco 48
Figura 3-25 Came harmônico duplo 49
Figura 3-26 Came parabólico 50
Figura 3-27 Came harmônico simples 50

Figura 3-28 Came cicloidal 51
Figura 3-29 Trem de válvulas convencional e modelo com 8 GDL 52
Figura 3-30 Tucho hidráulico em corte 53
Figura 3-31 Imagem 1 tuchos hidráulico no bloco, imagem 2 tuchos hidráulico no cabeçote e imagem 3 tucho mecânico no cabeçote. 54
Figura 3-32 Esquema acionamento de tucho hidráulico na ponta 54
Figura 3-33 Esquema de acionamento balancim com tucho hidráulico 55
Figura 3-34 Abertura da válvula 55
Figura 3-35 Fechamento da válvula 56
Figura 3-36 Curva de reposicionamento Tipo A (leakdown) 57
Figura 3-37 Curva de reposicionamento Tipo B (leakdown) 57
Figura 3-38 Mola de válvula 59
Figura 3-39 Medição carga de mola 60
Figura 3-40 Medição carga mola “Tipo 1” 60
Figura 3-41 Medição carga mola “Tipo 2” 61
Figura 3-42 Características geométricas das molas 61
Figura 3-43 Perfil de deslocamento da válvula 63
Figura 3-44 Perfil de velocidade da válvula 63
Figura 3-45 Perfil de aceleração da válvula 64
Figura 4-1 Dispositivo elétrico e inversor de frequência 67
Figura 4-2 Motor fixado e acionado por correia através do motor elétrico 67
Figura 4-3 Sistema trocador de calor 68
Figura 5-1 Câmara de combustão usinagem e parafuso prisioneiro 71
Figura 5-2 Localização acelerômetro entre as válvulas 71
Figura 5-3 Passagem do cabo para aquisição dos sinais 72
Figura 5-4 Parafuso trava na para vedação do canal de óleo do bico injetor 73
Figura 5-5 Pistões travados no PMI 73
Figura 5-6 Canais de óleo, moente obstruído e mancal livre 74
Figura 5-7 Montagem do eixo de manivelas sem bielas 75
Figura 5-8 Bloqueio dos furos de fixação do volante do motor 75
Figura 5-9 Sensor de rotação no motor 76
Figura 5-10 Sensor de fase 76
Figura 5-11 Chicote elétrico adaptado a ECU 77
Figura 5-12 Saída tipo BNC, sinais de rotação e fase 77

Figura 5-13 Alimentação elétrica da ECU 78
Figura 5-14 Sistema de sincronismo do motor 79
Figura 5-15 Polia adaptada ao eixo 79
Figura 5-16 Radiador acoplado ao filtro do óleo 80
Figura 6-1 Equipamento aquisição NI 9234 82
Figura 6-2 Diagrama de blocos LabVIEW 82
Figura 6-3 Controle da temperatura do óleo 83
Figura 7-1 Posição cilindros x sensor de rotação 85
Figura 7-2 Roseta 85
Figura 7-3 Sincronia entre o sensor de rotação (amarelo), sensor de fase (roxo) e tempo de injeção de combustível (azul). 86
Figura 7-4 Identificação da válvula de admissão e escape 87
Figura 7-5 Linhas de isolamento válvula escape 88
Figura 7-6 Linhas de isolamento válvula admissão 88
Figura 8-1 Imagem do modelo matemático (Adams), 1º cilindro. 89
Figura 8-2- Representação do ajuste da bucha no modelo matemático 90
Figura 8-3 - Juntas e conexões ADAMS 91
Figura 8-4 Dados de entrada para simulação Adams 93
Figura 9-1 - Valores numéricos de aceleração 94
Figura 9-2 Sinal do acelerômetro válvulas de admissão e escape (1000 RPM) 96
Figura 9-3 Aceleração e RMS válvula de escape 1000 rpm(aquisição) 96
Figura 9-4 Aceleração e RMS válvula de escape 1000 rpm (Simulação) 97
Figura 9-5 Aceleração e RMS válvula de admissão 1000 rpm (aquisição) 97
Figura 9-6 Aceleração e RMS válvula de admissão 1000 rpm (simulação) 98
Figura 9-7 Energia cinética válvula de admissão e escape 98
Figura 9-8 Sinal do acelerômetro válvulas de admissão e escape (2000 RPM) 99
Figura 9-9 Aceleração e RMS válvula de escape 2000 rpm (aquisição) 100
Figura 9-10 Aceleração e RMS válvula de escape 2000 rpm (Simulação) 100
Figura 9-11 Aceleração e RMS válvula de admissão 2000 rpm (aquisição) 101
Figura 9-12 Aceleração e RMS válvula de admissão 2000 rpm (Simulação) 101
Figura 9-13 Energia cinética válvula de admissão e escape 102
Figura 9-14 Sinal do acelerômetro válvulas de admissão e escape (3000 RPM) 102
Figura 9-15 Aceleração e RMS válvula de escape 3000 rpm (aquisição) 103
Figura 9-16 Aceleração e RMS válvula de escape 3000 rpm (Simulação) 103

Figura 9-17 Aceleração e RMS válvula de admissão 3000 rpm (aquisição) 104
Figura 9-18 Aceleração e RMS válvula de admissão 3000 rpm (Simulação) 104
Figura 9-19 Energia cinética válvula de admissão e escape 105
Figura 9-20 Sinal do acelerômetro válvulas admissão e escape (4000 RPM) 106
Figura 9-21 Aceleração e RMS válvula de escape 4000 rpm (aquisição) 106
Figura 9-22 Aceleração e RMS válvula de escape 4000 rpm (Simulação) 107
Figura 9-23 Aceleração e RMS válvula de admissão 4000 rpm (aquisição) 107
Figura 9-24 Aceleração e RMS válvula de admissão 4000 rpm (Simulação) 108
Figura 9-25 Energia cinética válvula de admissão e escape 108
Figura 10-1 Comparativo perfil do came 205 e 197 válvula de escape 111
Figura 10-2 Comparativo perfil do came 205 e 197 válvula de admissão 112
Figura 10-3 Comparativo Pivô Hidráulico válvula de escape 113
Figura 10-4 Comparativo Pivô Hidráulico válvula de admissão 114
Figura 10-5 Comparativo Mola de Válvula “carga” válvula de escape 115
Figura 10-6 Comparativo Mola de Válvula “carga” válvula de admissão 116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Característica construtiva da mola de válvula 59
Tabela 2 - Desvio padrão válvula escape - perfil do came 109
Tabela 3 - Desvio padrão válvula admissão - perfil do came 109
Tabela 4 - Desvio padrão válvula escape - pivô hidráulico 110
Tabela 5 - Desvio padrão válvula admissão - pivô hidráulico 110
Tabela 6 - Desvio padrão válvula escape - molas diferentes cargas 110
Tabela 7 - Desvio padrão válvula admissão molas diferentes cargas 110

LISTA DE SÍMBOLOS

MCE	Motores de combustão externa	
MCI	Motores de combustão interna	
OHC	*Over Head Valve*, ou válvula sobre o cabeçote	
OHC	*Over Head Camshaft*, ou comando sobre o cabeçote	
DOHC	*Double Over Head Camshaft*, ou duplo comando sobre o cabeçote	
PMI	Ponto morto inferior	
PME	Ponto morto superior	
APMS	Antes do ponto morto superior	
DPMS	Depois do ponto morto superior	
APMI	Antes do ponto morto inferior	
DPMI	Depois do ponto morto inferior	
NBR-ISO	Norma brasileira e internacional	
F	Frequência	[Hz]
T	Variável de tempo	[s]
Y	Deslocamento do seguidor	[mm]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
θ	Ângulo de rotação	[rad/s]
Peso		[gramas]
Potência do Motor		[CV ou kW]
Torque do Motor		[Kgf.m ou Nm]
Temperatura		[ºC]
Sensibilidade do Acelerômetro		[pC/g]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 13

1.1 MOTIVAÇÃO 13
1.2 OBJETIVOS 15
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO 15

2 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA 17

3 VÁLVULAS E SEDES 20

3.1 PROJETO DA VÁLVULA 23
3.2 GIRO DA VÁLVULA 24
3.3 ANEL INSERTO DE VÁLVULA 25
3.4 FALHA DA VÁLVULA 27
3.5 DIAGRAMA DE DISTRIBUIÇÃO DO MOTOR 33
3.6 CRUZAMENTO DE VÁLVULAS 34
3.7 TIPOS DE TREM DE VÁLVULAS 38
3.8 POSIÇÃO DO COMANDO NO CONJUNTO CABEÇOTE 38
3.9 ANÁLISE DINÂMICA DO TREM DE VÁLVULAS 41
3.10 FUNÇÃO E ANÁLISE CINEMÁTICA DOS COMPONENTES DO TREM DE VÁLVULAS 43
3.10.1 Árvore de comando de válvulas 43
3.10.2 Projeto do came 48
3.11 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DO TUCHO HIDRÁULICO 52
3.12 MOLA DE VÁLVULA 58
3.13 ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO DO TREM DE VÁLVULAS 61
3.14 LEVANTE, VELOCIDADE E ACELERAÇÃO, AÇÃO DIRETA DO TREM DE VÁLVULAS 62
3.15 FORÇA DE INÉRCIA DO TREM DE VÁLVULAS VERSUS PERFIL DO CAME E CONTROLE DA MOLA. 65

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL 66

4.1 APARATO EXPERIMENTAL 66

5 PREPARAÇÃO DO MOTOR 70

5.1 INSTRUMENTAÇÃO DO CABEÇOTE 70
5.2 PREPARAÇÕES DA PARTE INFERIOR DO MOTOR, BLOCO, PISTÃO, VIRABREQUIM E BIELAS. 72
5.3 SENSORES ELETRÔNICOS DO MOTOR UTILIZADO PARA AQUISIÇÃO DOS DADOS 76
5.4 MONTAGEM DO MOTOR 78

6 EQUIPAMENTO UTILIZADO PARA MEDIÇÃO 81

6.1 ACELERÔMETRO 81
6.2 AQUISIÇÃO DOS SINAIS DA BANCADA EXPERIMENTAL 81
6.3 SOFTWARE UTILIZADO E TRATAMENTO DOS SINAIS 82
6.3.1 Diagrama de blocos para tratamento dos sinais LabVIEW 82
6.4 CONTROLE DA TEMPERATURA DO ÓLEO 83
6.5 CONDIÇÃO DE CONTORNO DO TESTE 83

7 INTERPRETAÇÃO DOS SINAIS. 84

7.1 IDENTIFICAÇÃO DOS SINAIS. 84
7.2 IDENTIFICAÇÃO DO SINCRONISMO DOS SINAIS 86
7.3 IDENTIFICAÇÃO DOS SINAIS DAS VÁLVULAS 87

8 SIMULAÇÃO MODELO MATEMÁTICO ADAMS 89

8.1 DADOS DE ENTRADA 91

9 OBTENÇÃO DOS VALORES DA ENERGIA 94

9.1 COMPONENTES DO TREM DE VÁLVULA ENVOLVIDOS NO TRABALHO. 95

9.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 95
9.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 1000 RPM 95
9.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 2000 RPM 99
9.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 3000 RPM 102
9.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 4000 RPM 105

10 AVALIAÇÃO COMPARATIVA ENTRE OS COMPONENTES DO TREM DE VÁLVULA - TESTE EXPERIMENTAL 109

10.1 RESULTADOS 110
10.1.1 Resultados comando de válvula com perfis do came “205” e “197” 111
10.1.2 Resultados comparativos entre pivôs hidráulicos ”tipo A e tipo B” 113
10.1.3 Comparativo entre molas de válvula com diferentes cargas 115

11 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 117

1 INTRODUÇÃO

O automóvel, considerado objeto de desejos de muitas pessoas e fonte de riqueza para a indústria, pode tornar-se fonte de insatisfação para clientes e prejuízos incalculáveis para a indústria automobilística quando precocemente ocorre uma falha de um componente ligado ao sistema de propulsão, sendo inclusive fator de risco para segurança de pessoas. Destaca-se, então a importância dos componentes internos do motor como a válvula e anel assento de válvula ambos localizados no conjunto cabeçote, sendo pontos de extrema importância para o funcionamento do motor.

O desgaste entre válvula e o anel inserto de válvula tem sido um sério problema para os projetistas e fabricantes de motores por muitos anos, sendo que a determinação real das causas do desgaste é de difícil compreensão por envolver varias variáveis. Apesar de novos materiais e técnicas de produção de válvulas a anéis assento estarem sendo constantemente desenvolvidos, esses avanços têm sido ultrapassados por demandas de maior desempenho do motor. A necessidade da redução de consumo de óleo, redução de emissões de poluentes e consumo de combustível, a eliminação da gasolina com chumbo, redução do teor de enxofre no óleo diesel, bem como a utilização de combustíveis alternativos, como o gás e o etanol tem implicação direta no desgaste da válvula e anel assento.

A minimização das falhas torna-se um fator essencial em seus produtos, buscando sempre o objetivo de falhas zero, pois além dos custos de garantia, a imagem do produto perante o mercado consumidor é um fator prioritário.

1.1 MOTIVAÇÃO

A motivação deste trabalho foi permitir o estudo dinâmico do sistema de trem de válvulas de uma forma prática e eficiente, principalmente utilizando recursos de fácil aquisição, disponíveis na empresa e de baixo custo.

Todas as peças de um motor de combustão interna possuem uma vida útil prevista, variando de acordo com a função específica a elas atribuída em condições normais de funcionamento de todo o conjunto. Mas, nem sempre essas expectativas se mantêm, pois fatores internos e/ou externos ao motor podem comprometer a durabilidade dos componentes.

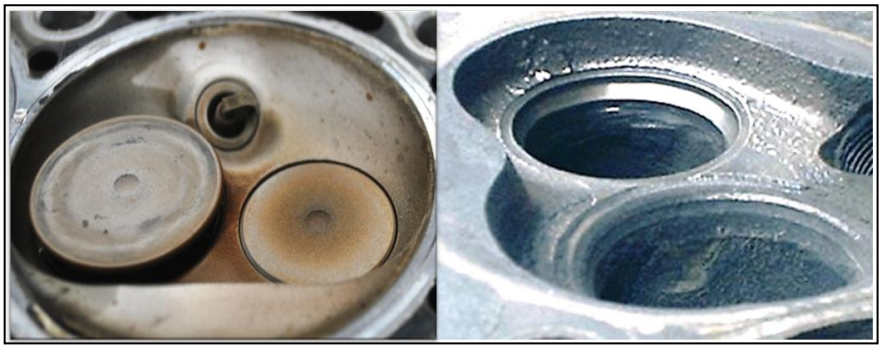
Válvulas de motores de combustão interna são componentes considerados de precisão. Elas também abrem e fecham como e quando necessário. A carga fresca (ar - mistura de combustível em motores de ignição e só ar nos motores de ignição por compressão) é induzida por meio de válvulas de admissão e o produto da combustão é descarregado para a atmosfera através das válvulas de escape. Elas também são usadas para vedação da câmara de combustão no momento da fase de expansão.

O foco de estudo deste trabalho é a avaliação das falhas que podem ocorrer nas válvulas de admissão e escape conforme exemplo mostrado nas Figura 1-1, ou no anel assento de válvulas, Figura 1-2.

Figura 1-1 Desgaste no assento da sede da válvula

Fonte: Autor

Figura 1-2 Desgaste do anel assento de válvulas



Fonte: Autor

Poucos componentes do motor são submetidos à tão elevada carga e tensões tribológicas quanto as válvulas e o anel de assento da válvula. Sob temperaturas de até 800ºC, as válvulas de escape superaquecidas se chocam com as sedes da válvula mais de 70 vezes por segundo, devendo suportar os gases quentes e corrosivos que fluem ao redor delas provenientes da combustão durante a fase de exaustão do motor.

As válvulas pertencem a um sistema fechado, que deve suportar cargas e tensões de contato, são componentes localizados dentro da câmara de combustão e tem como principal função manter a vedação do sistema para garantir a compressão do motor e o máximo aproveitamento da queima do ar-combustível.

1.2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo criar um método experimental com baixo custo capaz analisar e mensurar a energia do impacto gerado pela válvula durante o ciclo de fechamento contra o anel inserto de válvula e através da aplicação da simulação numérica simular os valores experimentais.

Para isso um modelo matemático do trem de válvula foi criado através do código comercial ADAMS.

Os resultados que são apresentados são referentes às rotações do motor, que vão de 1000 até 4000 rpm. Este intervalo de rotação foi adotado seguindo a premissa que a maioria dos motores de veículos de passeio e carga apresentam suas curvas características de torque máximo entre 2000 e 4000 rpm, sendo também a faixa de velocidade para utilização dos motores nas cidades.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho apresenta um estudo do impacto da válvula contra o anel inserto de válvula nos motores de combustão interna.

O capítulo 1 é a introdução do trabalho.

O capítulo 2 apresenta princípios e conceitos de funcionamento dos motores de combustão interna

O capítulo 3 apresenta a revisão bibliográfica deste trabalho, apresentando diferentes modos de falhas de válvulas e anéis inserto de válvula, estudos realizados e as formas construtivas.

O capítulo 4 apresenta a metodologia experimental utilizada para representar os testes, visão geral do projeto do dispositivo, método de fixação, acionamento do dispositivo e a configuração do motor de combustão interna utilizado para este trabalho de mestrado.

O capítulo 5 descreve a construção passo a passo para construção do dispositivo a partir do motor atualmente em produção mantendo inalterados os parâmetros do projeto do motor e movido por um motor elétrico controlado por um inversor de frequência.

O capítulo 6 apresenta o aparato experimental utilizado para aquisição dos sinais através do software LabView, também são apresentadas as condições de contorno para padronização do teste, prevendo a comparação dos resultados e a repetibilidade do método proposto.

O capítulo 7 discorre sobre a interpretação e identificação dos sinais das válvulas de admissão e escape com a finalidade de isolar o evento que se deseja estudar.

O capítulo 8 refere-se aos dados utilizados para construção do modelo matemático através do software Adams.

No capítulo 9 são apresentados os resultados comparativos obtidos através da bancada experimental e a simulação numérica para obtenção dos valores de energia do impacto.

Capítulo 10 apresenta os resultados comparativos entre os diferentes componentes testados na bancada experimental.

Capítulo 11 conclusões e sugestões para novos trabalhos.

2 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Segundo Brunetti (2012), o motor à combustão interna ciclo Otto é uma máquina que trabalha com os princípios da termodinâmica e com os conceitos de compressão e expansão de fluidos gasosos transformando movimento retilíneo em movimento rotativo gerando força. Criado e patenteado por Nikolaus August Otto, por volta do ano de 1866, este tipo de motor funciona com um ciclo de quatro tempos e os mesmos princípios até os dias atuais.

O motor de combustão interna é uma máquina que gera torque e movimento rotativo, convertendo a energia térmica da queima do combustível em trabalho útil. O ar da atmosfera é admitido na câmara de combustão, juntamente com o combustível na proporção ideal para queima. Então a mistura é comprimida pelo pistão, quando uma centelha elétrica produzida nas velas, de maneira sincronizada com o movimento do motor, gera a explosão e consequente deslocamento do embolo do pistão.

Devido a sua forma construtiva simples de obter trabalho e de sua grande durabilidade, os motores de combustão interna têm sua utilização em larga escala em todos os setores da sociedade, podemos defini-los como:

Estacionários - Destinados ao acionamento de máquinas estacionárias, tais como geradores, máquinas de solda, bombas ou outras máquinas que operam em rotação constante;

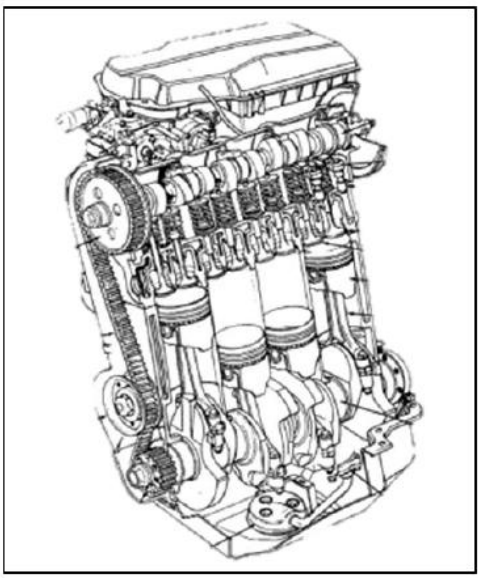
Industriais - Destinados ao acionamento de máquinas de construção civil, tais como tratores, carregadeiras, guindastes, compressores de ar, máquinas de mineração, veículos de operação fora de estrada, acionamento de sistemas hidrostáticos e outras aplicações onde se exijam características especiais específicas do acionador;

Veiculares - Destinados ao acionamento de veículos de transporte em geral, tais como caminhões e ônibus;

Marítimos - Destinados à propulsão de barcos e máquinas de uso naval. Conforme o tipo de serviço e o regime de trabalho da embarcação existem uma vasta gama de modelos com características apropriadas, conforme o uso. (lazer ou trabalho).

Existem três classificações de motores de combustão interna: motores alternativos, motores rotativos e motores de impulso. Os motores alternativos são aqueles que transformam o movimento alternativo dos pistões em rotativo, por meio do sistema biela-manivela, conforme apresentado na Figura 2-1. Estes motores são os mais comumente aplicados aos veículos.

Figura 2-1 Motor Alternativo

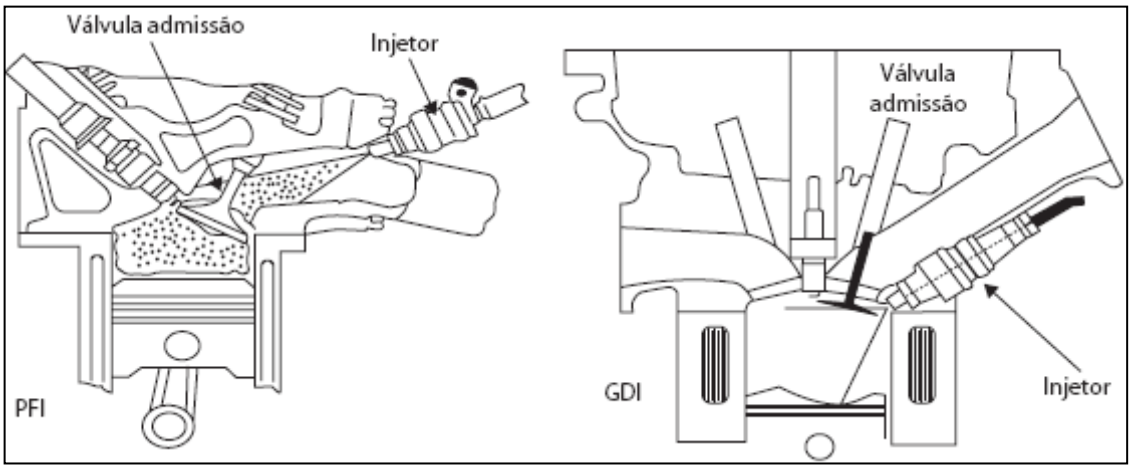


Fonte: Heywood, 1988

Os motores alternativos podem ser classificados quanto à ignição:

a) **Motor de ignição por faísca – Ciclo Otto:** neste ciclo, a mistura ar/combustível pode ser admitida previamente dosada nos dutos de admissão PFI (port fuel injection) ou diretamente na câmara de combustão GDI (gasoline direct injection). Esta mistura é então inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos de massa e central da vela de ignição, iniciando assim a combustão Figura 2-2.

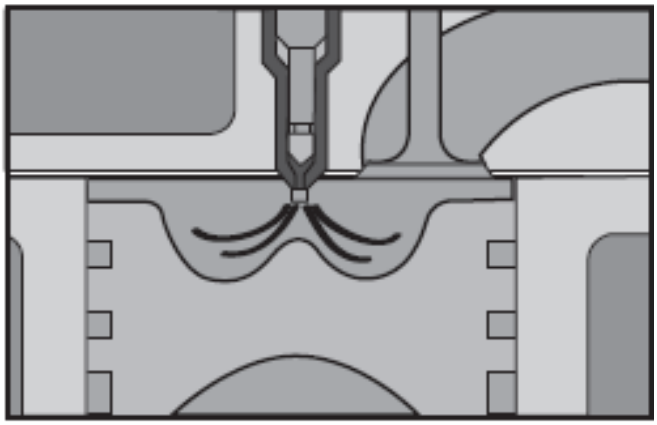
Figura 2-2 Exemplo de injeção PFI e GDI



Fonte: Brunetti 2012

b) **Motor de ignição espontânea – Ciclo Diesel:** neste ciclo, o pistão comprime o ar até que este atinja uma temperatura suficientemente elevada. Quando o pistão está próximo do ponto morto superior (PMS), o combustível é injetado e o mesmo reage espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, sem a necessidade de uma faísca Figura 2-3.

Figura 2-3 Exemplo motor ignição espontânea



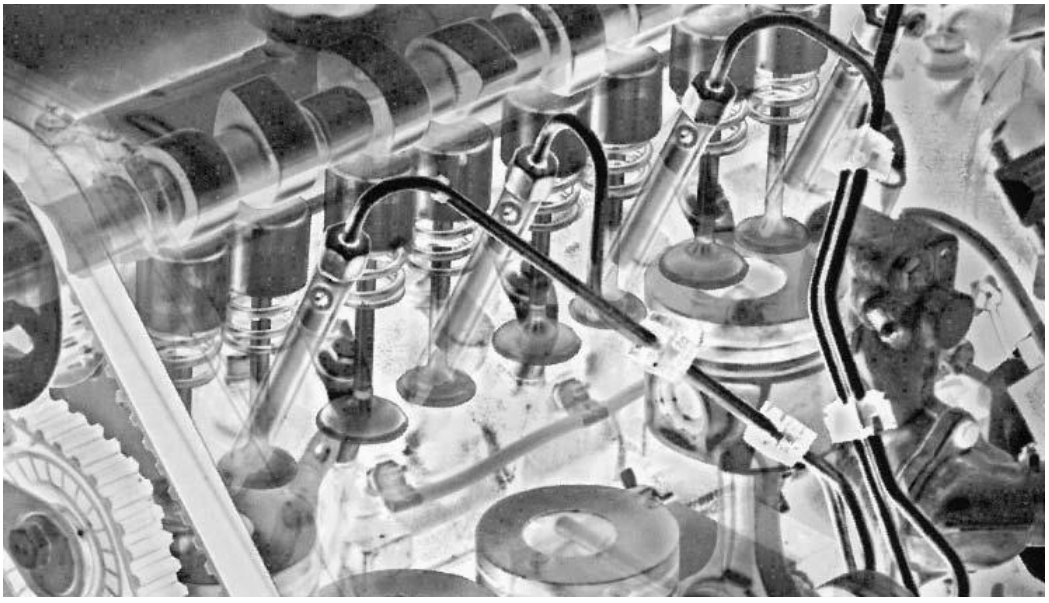
Fonte: Brunetti 2012

Atualmente, os motores desenvolvidos por OTTO e DIESEL são empregados em larga escala pela indústria, pesquisas em novas tecnologias são constantemente empregadas para melhoria da eficiência dos motores de combustão interna e a manutenção da utilização destes recursos.

3 VÁLVULAS E SEDES

Válvulas de admissão e de escape mostradas no motor na Figura 3-1 são utilizadas para controlar o fluxo de gás para dentro e fora dos cilindros dos motores de combustão interna dos automóveis. O modelo mais comum de válvula utilizada é a válvula modelo tulipa ou “poppet” ou válvula de assento Figura 3-2. A válvula em si é constituída por uma cabeça em forma de disco que possui uma haste que se estende através do seu centro até um dos lados. A extremidade da cabeça é composta por um ângulo preciso geralmente de 45 graus, mas, por vezes, de 30 graus, de modo a formar a face de assentamento. Quando a válvula está fechada, a face permanece pressionada em contato contra uma sede de forma semelhante. São as condições de contato e de carga nesta interface que terão a maior ou menor influência sobre a taxa de desgaste que irá ocorrer entre a válvula e a sede de válvula, de modo que a compreensão destes componentes é uma chave para determinar os mecanismos que causam o desgaste da válvula.

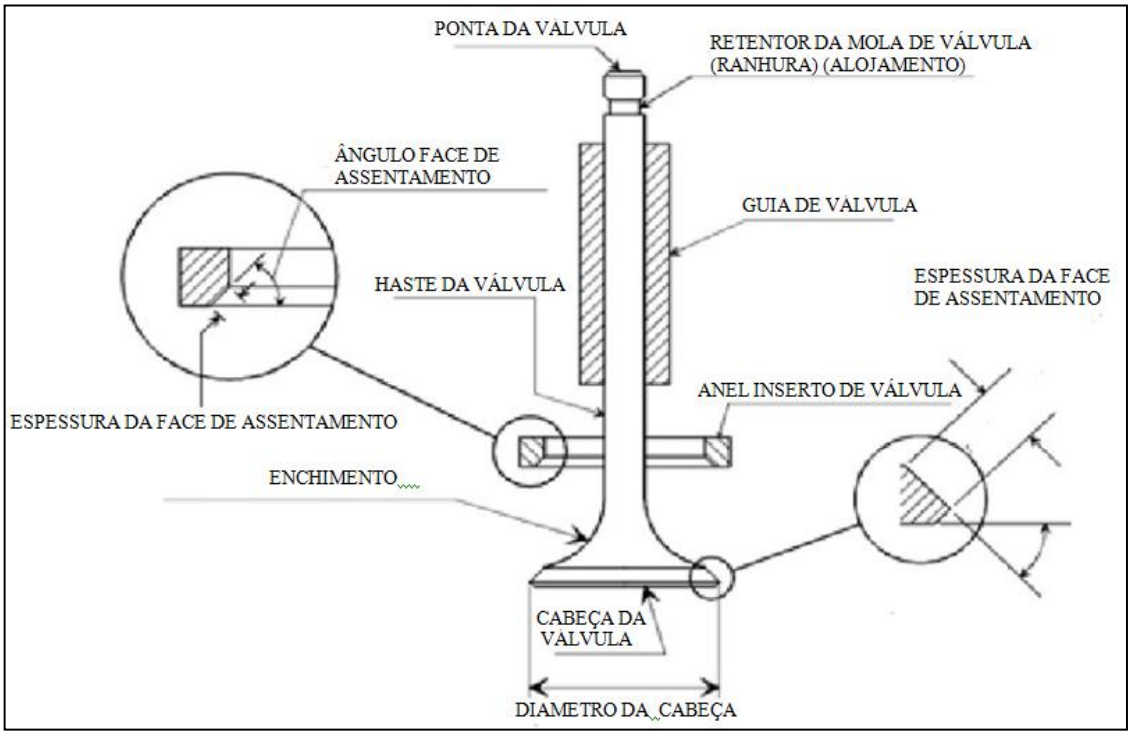
Figura 3-1 Visão interna do motor



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

Segundo Pope (1967), o desgaste da válvula tem sido um problema pequeno, mas grave para projetistas e fabricantes de motores por muitos anos. Ele tem sido descrito como "Um dos problemas de desgaste mais surpreendentes em motores de combustão interna".

Figura 3-2 - Válvula tipo tulipa (poppet)



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

Apesar de novos materiais e técnicas de produção de válvulas estarem sendo constantemente aprimorados, esses avanços têm sido ultrapassados por demandas de maior desempenho do motor. Estas exigências incluem:

a) maior proporção potência-peso;
b) menor consumo específico de combustível;
c) considerações ambientais, como a redução de emissões;
d) maior durabilidade (maior tempo entre as revisões propostas pelos fabricantes).

A necessidade de redução de consumo de óleo e de redução de emissões de poluentes levaram a uma redução na quantidade de lubrificante presente na corrente de ar nos motores dos automóveis, e o esforço para prolongar os intervalos de manutenção, resultou em cada vez mais na contaminação dos lubrificantes minimizando a função de proteção dos componentes com movimento relativo entre si. Estas alterações têm conduzido a um aumento do desgaste das válvulas de admissão e do anel assento de válvula.

Ensaios de motores em dinamômetro são muitas vezes empregados para investigar problemas de desgaste nas válvulas e sedes. Isso é caro e demorado, e não necessariamente ajuda a encontrar a verdadeira causa do desgaste. O desgaste da válvula envolve tantas

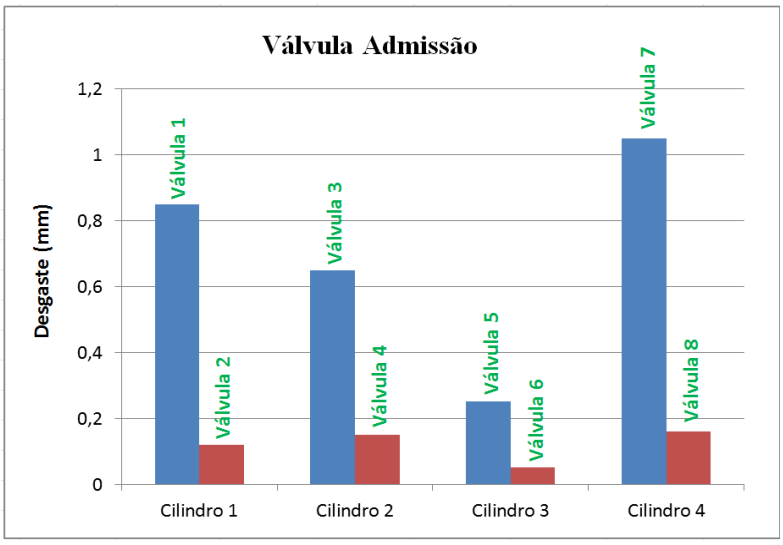
variáveis que é impossível identificar e quantificar com precisão individualmente as falhas durante esses testes.

Além disso, o entendimento dos mecanismos de desgaste é complicado por padrões inconsistentes de falha da válvula ou sede de válvula. Por exemplo, a falha pode ocorrer em apenas uma única válvula ou sede durante o funcionamento do motor em um cilindro de multi-válvulas. Além disso, o modo de falha pode ocorrer somente em uma válvula em operação para o mesmo cilindro ou entre diferentes cilindros no mesmo motor. Um exemplo de tal incompatibilidade é mostrado na Figura 3-3, onde se ilustra valores de desgaste da válvula de escape entre quatro cilindros em um mesmo motor (medidas tomadas no cabeçote). As válvulas de admissão dos cilindros 1, 2 e 4, (respectivamente as válvulas 1, 3 e 7) tiveram desgaste acentuado até o ponto em que a pressão interna do cilindro foi perdida devido à falta de vedação entre a válvula e sede de válvula, enquanto no cilindro 3 e as válvulas 2, 4, e 8 não apresentaram desgastes significativos.

Não há regras rígidas e rápidas para estabelecimento de como chegar a uma estimativa de vida útil da válvula. Em cada caso, portanto, tem de ser cuidadosamente investigado, a causa ou causas do problema isolado, e as medidas corretivas a serem tomadas. A fim de analisar os mecanismos de desgaste em detalhe e isolar as condições de funcionamento críticos, a simulação do processo de desgaste da válvula deve ser estudada. Isto tem a vantagem do baixo custo e economia de tempo no desenvolvimento do projeto.

Com base nos padrões de desgaste observado, os mecanismos fundamentais de desgaste da válvula podem ser determinados. Uma vez que os mecanismos fundamentais são entendidos, um modelo viável de desgaste da válvula pode ser desenvolvido que irá acelerar a solução de futuros problemas e ajudar na concepção de novos motores.

Figura 3-3 - Desgaste de válvulas em um mesmo motor (multiválvulas)



Fonte: Autor

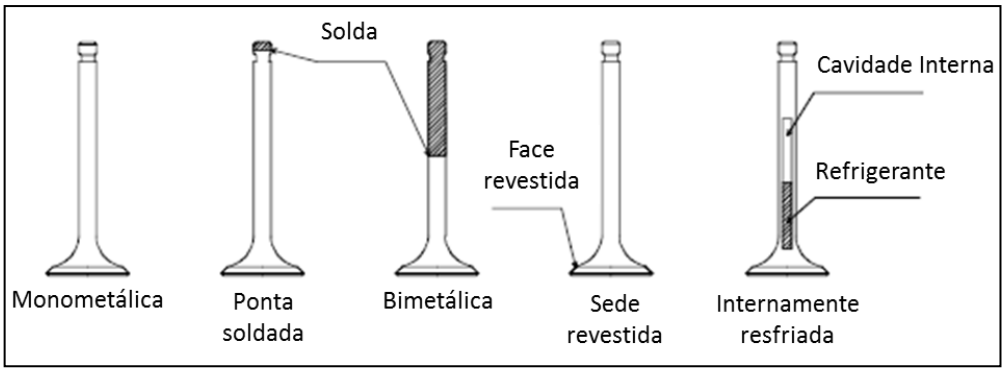
3.1 PROJETO DA VÁLVULA

A válvula mais comumente utilizada é a válvula modelo tulipa (poppet). Ela tem várias vantagens sobre as válvulas rotativas e válvulas discos: é barata, tem boas propriedades de fluxo, bom assentamento, fácil lubrificação, e boa dissipação de calor para o cabeçote.

Válvulas de admissão são geralmente construídas usando um único tipo de material (monometálicas), enquanto que as válvulas de escape são geralmente construídas com dois tipos de materias, conhecidas como válvulas bimetálicas.

Diferentes modelos de válvula modelo tulipa (poppet) são utilizados, como mostrado na Figura 3-4. A escolha final geralmente depende dos objetivos de desempenho e custo.

Figura 3-4 Projeto típicos de válvulas



Fonte: Yushu Wang (2007)

Descrição do projeto da válvula.

Monometálica: Este é o projeto mais rentável. É largamente utilizado em aplicações em automóveis de passageiros.

Pastilha ou ponta soldada: Para eliminar o desgaste da ponta ou desgaste em válvulas austeníticas monometálicas, é possível soldar uma ponta de aço martensítico endurecido.

Bimetálica: No projeto da válvula de duas peças uma cabeça austenítica é soldada a uma haste martensítica temperada. Isso aumenta a resistência ao desgaste em ambas as partes.

Sede revestida ou soldada: Para aumentar a resistência ao desgaste ou à corrosão da face assentamento da válvula, é possível aplicar ligas de revestimento endurecido utilizando gás ou técnicas de blindagem à arco.

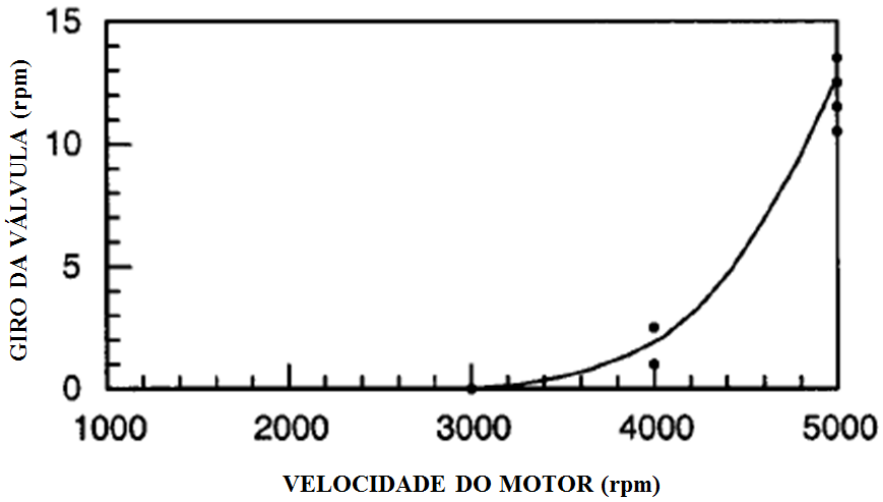
Internamente resfriada: Válvulas internamente arrefecidas contendo uma cavidade parcialmente cheia com um líquido de arrefecimento, geralmente de sódio, o qual dissipa o calor a partir da cabeça de válvula através da guia da haste da válvula para o cabeçote. Isto reduz significativamente a temperatura na cabeça da válvula.

3.2 GIRO DA VÁLVULA

A rotação da válvula pode ser conseguida quer através da utilização de rotores positivos, ou pelo uso de travas de válvulas com ranhuras múltiplas, em vez de travas de aperto. Estes permitem que a válvula possa girar sob influências vibracionais do trem de válvulas ou da mola de válvula. Esta rotação pode ser promovida, se o centro do excêntrico estiver deslocado do eixo da válvula.

Hiruma e Furuhama (1978) em experimento realizado com a válvula de escape descobriram que, no motor em consideração, a válvula iniciou sua rotação após a velocidade do motor exceder 3000 rpm e, em seguida, aumentou rapidamente com as velocidades mais elevadas do motor (como mostrado na Figura 3-5).

Figura 3-5 Velocidade válvula de escape



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

Verificou-se ainda que em baixa velocidade de operação (3000 rpm) a válvula não girava constantemente e mudou sua direção ocasionalmente.

Beddoes (1992) também observou que a rotação da válvula foi aleatória e ocorrendo em um ou outro sentido. Verificou que, a partir de um estado inicial de repouso, a rotação iniciou-se geralmente a cerca de 50 por cento da velocidade de rotação máxima.

Existe um consenso que a rotação da válvula é benéfica na trituração de residuos depositados entre a válvula e anel inserto. Isto impede a formação de pontos quentes e ajuda a manter uma boa vedação e contato térmico entre a válvula e anel inserto. A rotação da válvula representa papel no desgaste entre a válvula e sede.

3.3 ANEL INSERTO DE VÁLVULA

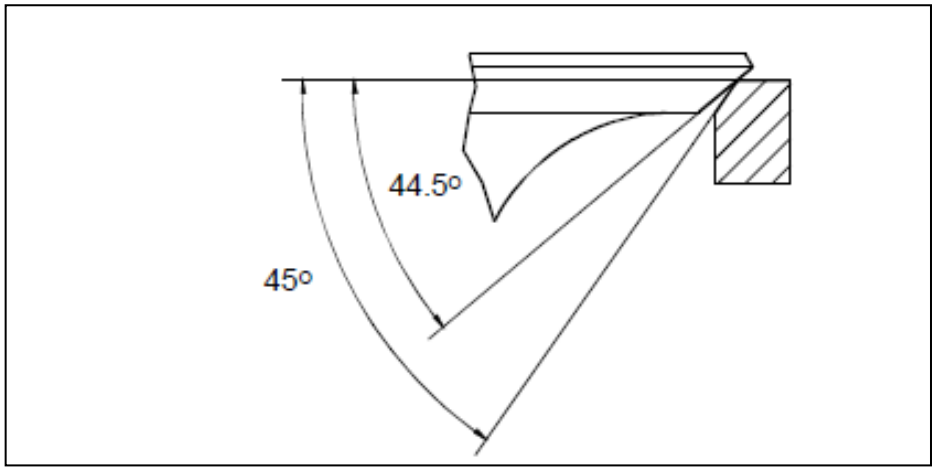
Originalmente usado em motores de automóveis de passeios, o aneis insertos de válvula inicialmente eram usinados diretamente no prório cabeçote de ferro fundido. A fim de proporcionar uma maior resistência ao desgaste, ligas de materias endurecidos foram desenvolvidos e, assim, o anel inserto de válvula passou a ser montado sobre pressão nos cabeçotes.

O anel inserto da válvula de admissão pode ser projetado com uma forma capaz de induzir o ar a realizar um movimento de turbilhão (swirling motion) na mistura de

combustível e ar que passa através da válvula. Este movimento giratório aumenta a mistura dos dois componentes e melhora a combustão.

As faces de vedação das válvulas e anéis inserto são geralmente fabricadas com ângulo de 45º. A largura da face do anél inserto é mais estreita que a da válvula para reduzir o risco de aprisionamento de partículas provenientes da combustão e detritos de desgaste na interface entre os dois. Em alguns casos, a face de assentamento da válvula tem ângulo de cerca de meio grau menor do que o ângulo de face de assentamento, como mostrado na Figura 3-6. Há quatro razões para isto:

Figura 3-6 Diferença entre ângulo de assentamento válvula x anel inserto



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

a) a parte mais quente da válvula, em regime de funcionamento, é a parte inferior da cabeça. a expansão adicional deste lado cria o contato com o ângulo da face do anél assento permitindo que os dois ângulos trabalhem em regime com temperaturas iguais vide figura acima;
b) quando a válvula está muito quente a carga da mola pode fazer com que a cabeça da válvula fique levemente côncava, o que pode levantar a extremidade interior da face de assentamento da válvula (mais próxima da câmara de combustão) resultando que os ângulos do assento da válvula e do anel assento fiquem iguais quando o motor está frio.
c) o risco da retenção de partículas entre as faces fica reduzido;
d) cria o efeito guilhotina quebrando as partículas sólidas que ficam entre as faces.

3.4 FALHA DA VÁLVULA

Foram observados 3 tipos de falha da válvula:

a) recuo da válvula;
b) desgaste em forma de canaletas;
c) fusão.

O recuo da válvula, a forma mais comum de desgaste em válvulas de admissão e escape em motores de combustão interna, é causada pela perda de material a partir do anél assento e/ ou da válvula.

Desgaste em forma de canaleta ocorre em altas temperaturas, é um processo corrosivo geralmente causado por depósito nas sedes.

Fusão de uma válvula é ocasionada por um aumento rápido da temperatura da cabeça de válvula, o que pode ser causado pela pré-ignição ou combustão anormal.

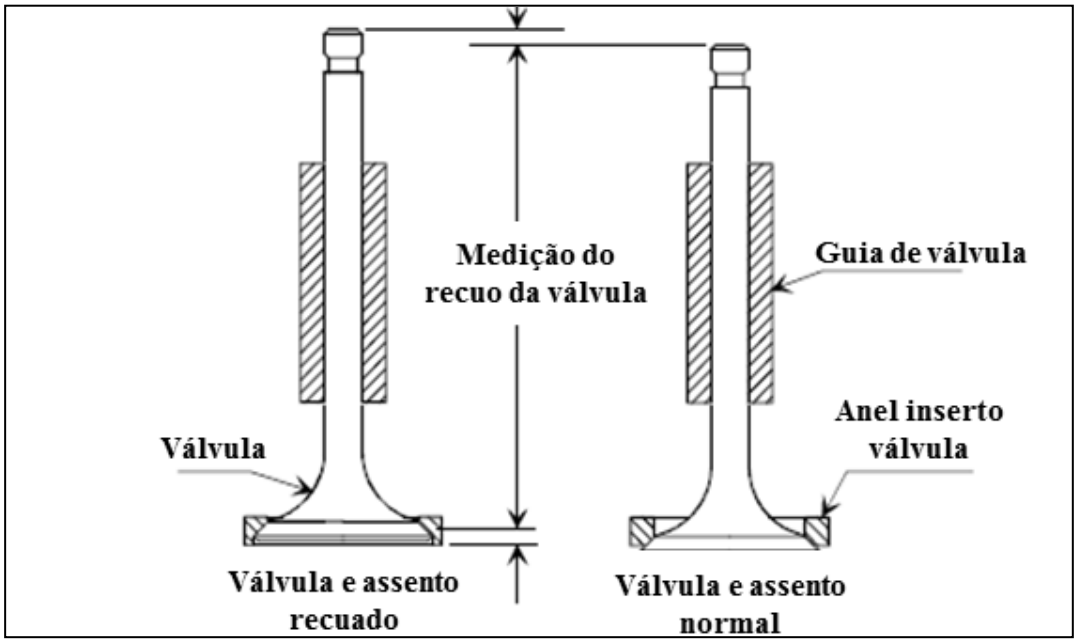
Desgaste da válvula de admissão é um problema que ocorre na sua maioria nos motores diesel porque o combustível é introduzido diretamente no interior do cilindro. A válvula de admissão, portanto, não recebe nenhum líquido em sua face de enchimento e assentos trabalhando em condições bastante secas.

Desgaste da válvula de escape ocorre em motores de veículos de passeio pois está mais exposta aos produtos da combustão e não proporciona a lubrificação entre as faces de assentamento. Válvulas de escape são mais propensas a falhar devido ao desgaste em forma de calaneletes ou fusão. Tais falhas são raramente vistos em válvulas de admissão.

Recuo da válvula

O recuo da válvula é conhecido como a ocorrência do desgaste das faces de assentamento da válvula e ou do anel inserto, ocasionando o afundamento da válvula e alterando, assim, a posição fechada da válvula em relação à cabeça do cilindro como mostrado na Figura 3-7.

Figura 3-7 Recuo da válvula



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

Motores são normalmente projetados para tolerar certa quantidade de recuo da válvula. Depois disto ter sido ultrapassado, o espaço entre a ponta da válvula e o seguidor deve ser ajustado para assegurar que a válvula continue a assentar corretamente. Se a válvula não for capaz de se assentar, a pressão do cilindro vai ser perdida e os gases quentes da combustão que vazam causarão o desgaste em forma de canaletes ou a ocorrência da fusão, o que vai conduzir rapidamente a uma falha da válvula.

Recuo da válvula ocorre gradualmente ao longo de um grande número de horas. Por vezes, a perda de material será maior a partir do anel inserto, e por vezes a perda de material será maior a partir da válvula. A natureza da perda de material não é claramente entendida, embora tenha sido sugerido que possa ocorrer através dos seguintes mecanismos:

a) abrasão do metal;
b) esfregamento;
c) mecanismos de adesão;
d) corrosão a alta temperatura.

Segundo Tauschek e Newton, J. (1953), sugerem que os problemas pelo recuo da válula foram causados pela batida da válvula, devido ao desalinhamento entre a válvula e o anel inserto, uma vez que a pressão de contato varia inversamente com a área de contato. Pensou-

se que o assento irregular foi causado pela deformação do cabeçote, devido aos efeitos térmicos. Os efeitos térmicos são frequentemente associados com a passagem do liquido de arrefecimento não simétrico pelo cabeçote, ao redor do anel inserto da válvula.

De acordo com Zinner (1963), trabalho realizado sobre as válvulas de admissão, indicou como causa do desgaste a "forte martelada da válvula no cone do anel inserto". Isso levou a um estudo inicial do movimento da válvula com o aumento da velocidade do motor. No entanto, quando a quantidade de desgaste foi mensurada em diferentes condições de funcionamento, tornou-se evidente que o efeito da pressão média efetiva no desgaste, era mais relevante que o aumento da velocidade do motor. Foi, por conseguinte, assumido que o principal fator que produz o desgaste foi o atrito de deslizamento entre o anel inserto de válvula e a válvula, causado pela "cunhagem" da válvula no anel inserto sob o efeito da pressão dos gases proveniente da combustão. A ação de "cunhagem" verificou-se ser maior, e, consequentemente, o movimento de deslizamento mais prolongado. Se também ocorrer a deformação do cabeçote de cilindros, tem-se como resultado um arrefecimento irregular entre a válvula e anel inserto.

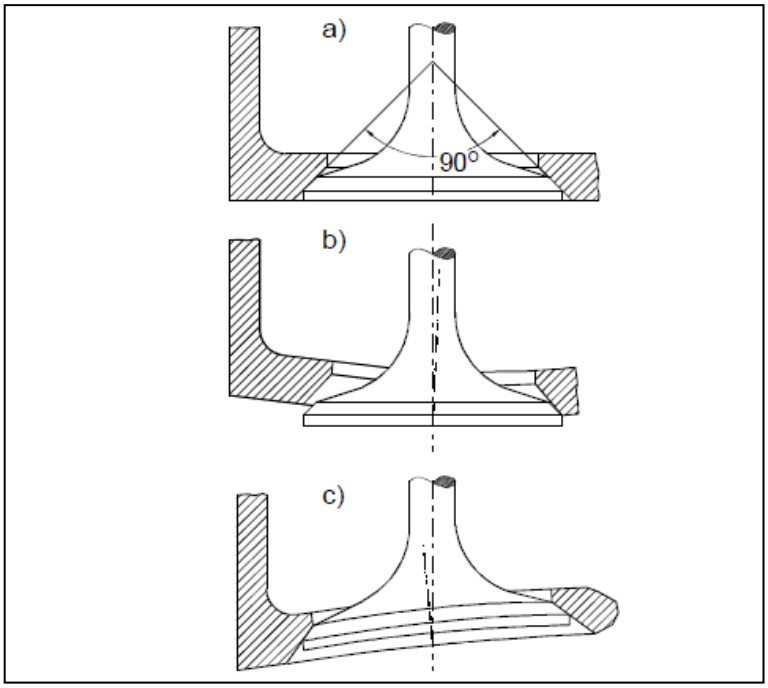
Para diminuir o efeito do deslizamento, modificações no projeto foram introduzidas. Abaixo está um resumo das modificações de projeto que resultaram em uma redução de desgaste:

a) diminuição do ângulo da face de assentamento da válvula;
b) lubrificação da face de assentamento da válvula;
c) utilização de aneis inserto de válvula com material adequado;
d) aumento da dureza da sede da válvula;
e) maior rigidez do mecanismo da válvula;
f) materiais soldados (blindagem) para assentos de válvulas;
g) diâmetro da válvula menor;
h) redução da velocidade de impacto da válvula;
i) crescente largura de face assentamento.

A Figura 3-8 representa esquematicamente o efeito das distorções térmicas no cabeçote de cilindros. Figura 3-8 (a) mostra uma válvula não submetida a pressão sobre um anel assento não-deformado numa posição nivelada com o cabeçote de cilindro. A Figura 3-8 (b) supoe que o cabeçote de cilindro foi deformado devido a temperaturas de arrefecimento irregulares e a válvula também sem pressão projetam-se ligeiramente a partir do seu anel

inserto de válvula criando o contato apenas de um lado. Figura 3-8 (c) mostra a válvula sendo forçado contra o anel assento pela pressão do gás, o que implica na existência de um movimento deslizante.

Figura 3-8 Deformação do cabeçote e Válvula



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

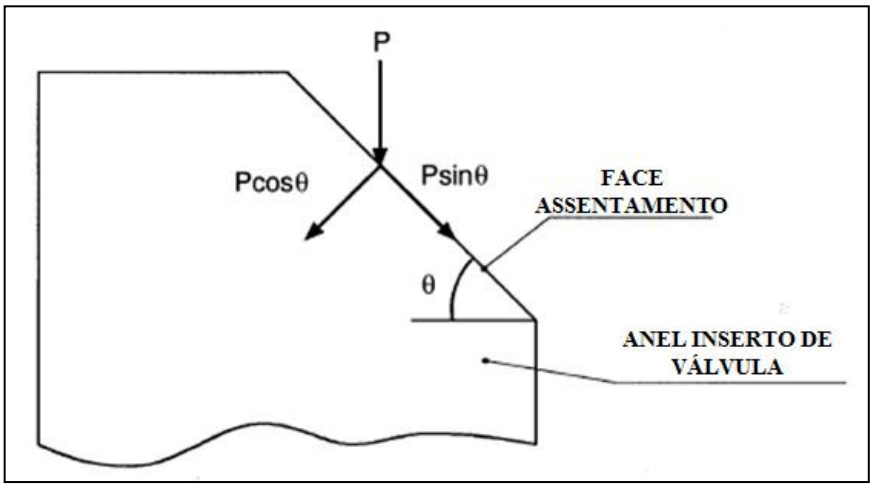
A presença de movimento de deslizamento entre a válvula e o inserto de válvula foi firmemente estabelecida por Zinner (1963), utilizando um equipamento de teste estático projetado para estudar o efeito de distorção do anel assento de válvula. Recuo da haste da válvula foi medida em diferentes pressões aplicada na cabeça de válvula. Um aumento no movimento da haste da válvula resultou em maior deslizamento na área de contato da válvula/ sede.

Marx e Muller (1968), em trabalho realizado sobre o desgaste de válvulas de admissão nos motores de quatro tempos diesel sobrealimentado, supuseram que o desgaste foi provocado pelo fechamento incorreto das válvulas de admissão (salto da válvula). No entanto, concluiu-se eventualmente que o desgaste foi causado pelo atrito ocasionado por pequenos movimentos entre a face de assentamento da válvula e o anel inserto. Pensava-se que os movimentos de fricção eram o resultado da flexão elástica da válvula na sede de válvulas no cabeçote, devido à pressão de combustão. Verificou-se que o desgaste foi mais frequente nos

motores de potência mais elevados, devido à velocidade do motor mais elevada e, por conseguinte, um aumento do número de ciclos de combustão.

Lane e Smith (1982) estudaram o mecanismo de força entre uma válvula e um anel inserto de válvula como mostrado na Figura 3-9. A força P, aplicada ao anel inserto, consiste da força de inércia do trem de válvula, devida à aceleração quando a válvula está assentando na sede ou a soma das forças aplicadas pela mola de válvula e pela pressão de combustão do cilindro, quando a válvula estiver em repouso sobre a sede. Esta força pode ser dividida em duas componentes, Psinθ é paralelo à face de assentamento e Pcosθ perpendicular à face de assentamento.

Figura 3-9 Anel inserto forças atuantes



Fonte: Lewis and Dwyer Joice (2002)

Sugeriu-se que, se a componente Psinθ exceder a força de cisalhamento do material do anel inserto, uma deformação plástica de cisalhamento do material na superfície pode ser induzida. Isto pode eventualmente levar à formação de trincas, depois de repetidas cargas, gerar partículas devido ao rompimento da superfície. Os detritos do desgaste podem tanto ser soprados pelo fluxo de gás quando a válvula for aberta ou permanecer na superfície do assento e:

a) evitar a vedação completa dos gases;
b) levar a um aumento da temperatura da válvula, devido à área de contato do assento reduzida (a área de contato do assento reduzida impede a transferência de calor a partir da válvula para o líquido de arrefecimento do motor, através do anél assento de válvula, causando possível falha da válvula);

c) gerar desgaste abrasivo entre as superfícies de assentamento da válvula e o anel inserto de válvula (se os detritos forem de material duro).

Usar um ângulo reduzido para o assento é muitas vezes sugerido para reduzir o fluxo de ar pela superfície. Calculou-se que uma redução do ângulo de assento de 45 para 30 graus, reduziria a força de cisalhamento (Psinθ) em 29%. A força normal (Pcosθ), no entanto, teria um aumento de 22%. Sugere-se que, se a componente Pcosθ exceder o limite de escoamento à compressão do material, pode levar a um modo de falha conhecido como "martelada 'ou' efeito Brinnel'. Portanto, para compensar a redução do ângulo de assentamento, a dureza e tenacidade do material precisarão ser aumentadas para suportar o aumento da carga dinâmica.

Segundo Van Dissel (1989) o recuo da válvula pode ocorrer pelo arrancamento sistemático, deformação ou eventual desgaste da válvula e/ ou anél assento de válvula. Verificou-se que a deformação resultou na formação de sulcos concêntricos sobre a face de assentamento da válvula, que foram descritos como "onda simples 'ou' formações de múltiplas ondas". O autor sugere que o arrancamento e a deformação foram gerados pelo mesmo processo, somente a severidade do dano foi diferente.

Especulou que o problema ocorreu devido a um desalinhamento da válvula, a face de assentamento da válvula fazendo contato com apenas uma parte do anel inserto.

O contato inicial apresentou-se o mais severo, isto é, na fase onde os sulcos na superfície começaram a ser gerados. Formação subsequente de picos começou a ocorrer devido ao salto da válvula em seu próprio eixo após a batida da válvula contra o anel inserto, impulsionado pelos ciclos de combustão. A rotação da válvula resulta no assentamento da válvula em diferentes posições em relação ao anel inserto, para cada ciclo, causando a aparência da "simples" ou de 'múltiplas ondas'.

Segundo Frickee e Allen (1993) e Ootani (1995), durante os testes de materiais para aplicações em válvulas do modelo tulipa (Poppet), assumiram que o impacto da válvula na sede, foi a principal causa do desgaste e em consequência o recuo da válvula.

Kolhe (2013) apresenta a simulação dinâmica de um sistema de trem de válvulas onde se varia a rigidez da mola, prevendo como consequência, o salto da válvula de admissão ou escape. Motores operados em altas rotações podem apresentar esse fenômeno que pode afetar a abertura correta das válvulas e também a perda de contato entre a superfície do came e o seguidor. O pulo da válvula pode causar problemas como a quebra das partes envolvidas no contato devido ao choque provocado quando do assentamento, podendo gerar forças e

repiques adicionais ao projeto ocasionando um desgaste prematuro nas válvulas ou sedes de válvulas.

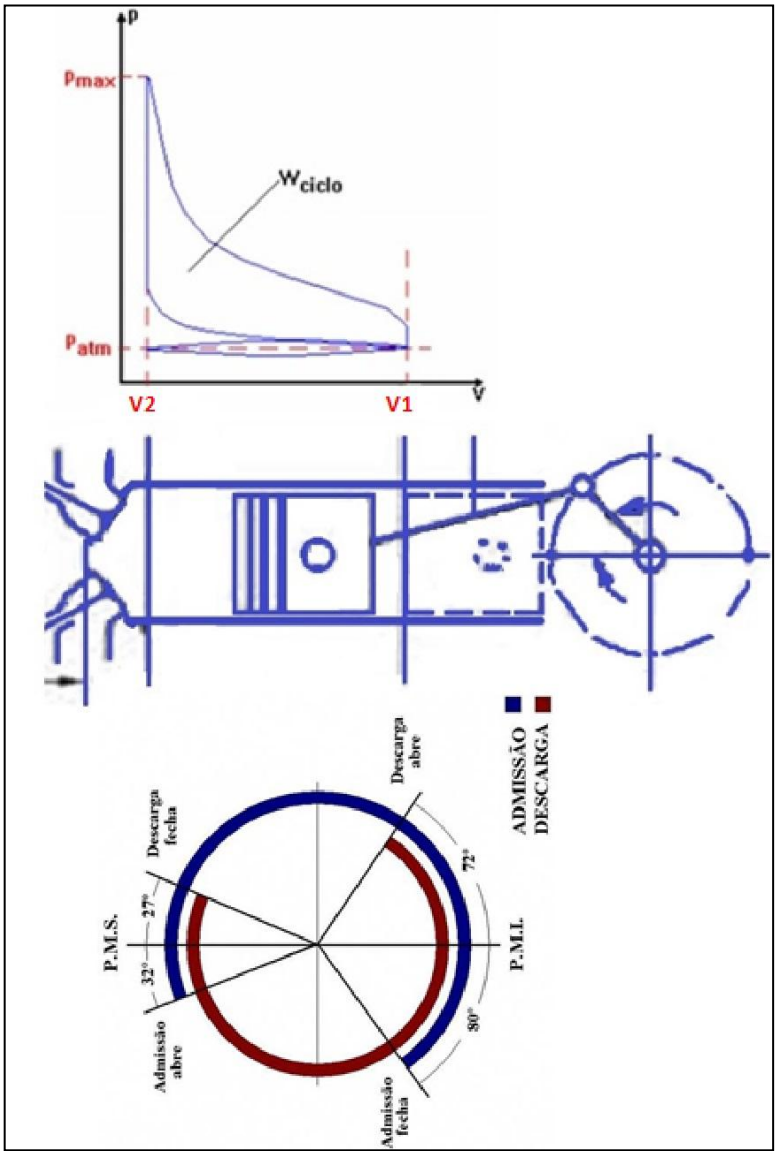
Araujo (2011) realizou um estudo experimental em sedes de válvula com diferentes materiais e parâmetros de projeto em motores flex-fuel na utilização do combustível etanol. Usando o método 6- Sigma, concluiu que a substituição do material da válvula ou da sede de válvula pode apresentar uma solução para o problema do desgaste.

Naresh (2012) apresenta um estudo onde foram analisados diferentes modos de falha das válvulas em motores de combustão interna, em particular provocada pelas altas temperaturas de trabalho do motor como fadiga, modificação nas propriedades mecânicas dos materiais, dureza e resistência ao escoamento, desgaste provocado pelas cargas do impacto ao longo do tempo. Para o estudo de vida em fadiga, uma curva S-N combinando máxima tensão versus o número de ciclos foi determinada, o que permitiu comparar a falha por fadiga em diferentes materiais e em diferentes temperaturas elevadas, auxiliando os pesquisadores no desenvolvimento de materiais de válvulas com uma vida prolongada.

3.5 DIAGRAMA DE DISTRIBUIÇÃO DO MOTOR

É um diagrama polar que mostra a posição do ponto morto inferior e superior, os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e descarga do motor permite também, visualizar os ângulos das válvulas, nos quais estas permanecem abertas e fechadas, assim como permite a visualização do ângulo de cruzamento das válvulas. O diagrama de distribuição acompanhando o diagrama “Pressão versus Volume” nos auxilia na visualização da relação entre a pressão interna na câmara de combustão e a posição das válvulas, Figura 3-10.

Figura 3-10 Diagrama de distribuição Pressão x Ângulo do Virabrequim

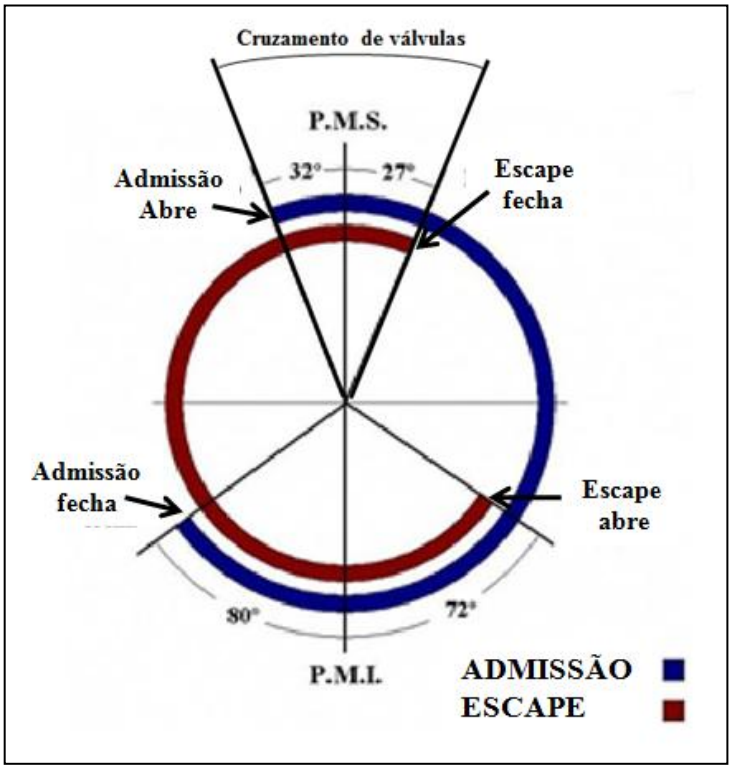


Fonte: Autor

3.6 CRUZAMENTO DE VÁLVULAS

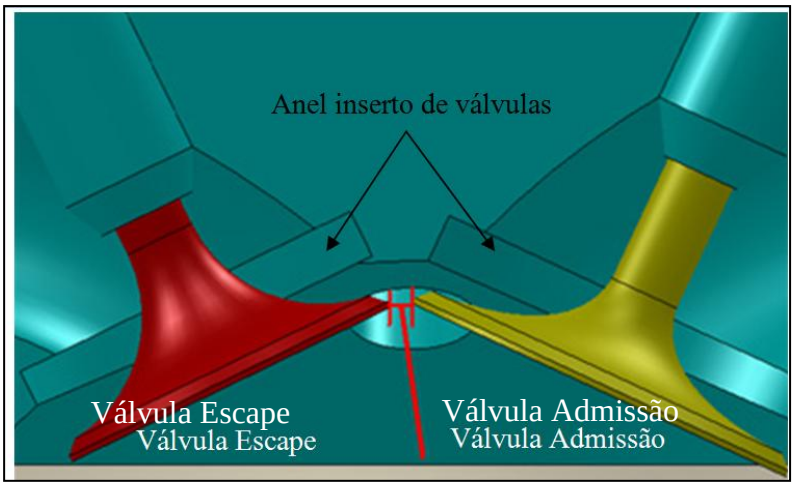
É a situação que ocorre nos motores de combustão interna em que durante a fase final do tempo de fechamento da válvula de escape (descarga) e início da fase de abertura da válvula de admissão, ambas as válvulas de escape e admissão se encontram abertas Figura 3-12. É um espaço de tempo medido em graus do virabrequim, Figura 3-11.

Figura 3-11 Diagrama de válvulas – cruzamento



Fonte: Autor

Figura 3-12 Válvula de admissão e escape abertos



Fonte: Fonte: Autor

Visão geral do acionamento do trem de válvulas ou sistema de distribuição

O trem de válvulas está localizado, nos motores modernos, no cabeçote, que constitui a parte superior do motor. Desempenha as funções de controlar através das válvulas e eixo

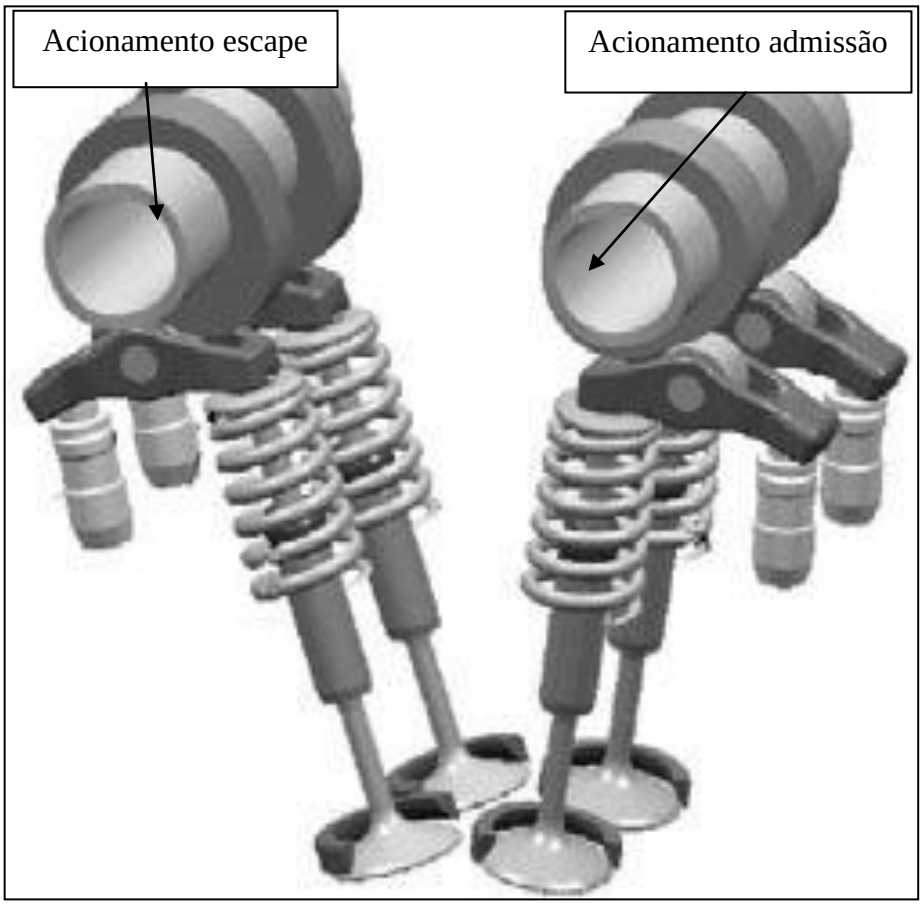
comando, no tempo certo, a entrada da mistura ar-combustível nos motores de ignição por faísca e ar nos motores de ignição espontânea. Controla a saída dos gases produzidos na combustão e garante a compressão do motor bem como o máximo aproveitamento da energia produzida na queima do combustível.

Além de controlar a passagem dos gases, o sistema de distribuição permite também controlar a eficiência volumétrica do motor.

Wang (2007) fornece uma visão geral do que é um sistema de acionamento de válvulas. Descreve como função desse sistema o uso das válvulas de admissão e exaustão para controlar, no domínio do tempo, a entrada e a saída dos gases de cada cilindro individualmente, obedecendo a cada ciclo de operação do motor. As válvulas devem responder rapidamente a ação do trem de válvulas, e devem vedar o cilindro contra as pressões e temperaturas provenientes da combustão.

Na Figura 3-13, observam-se o sistema de acionamento de válvulas de admissão e o de escape.

Figura 3-13 Sistema completo de acionamento de válvulas

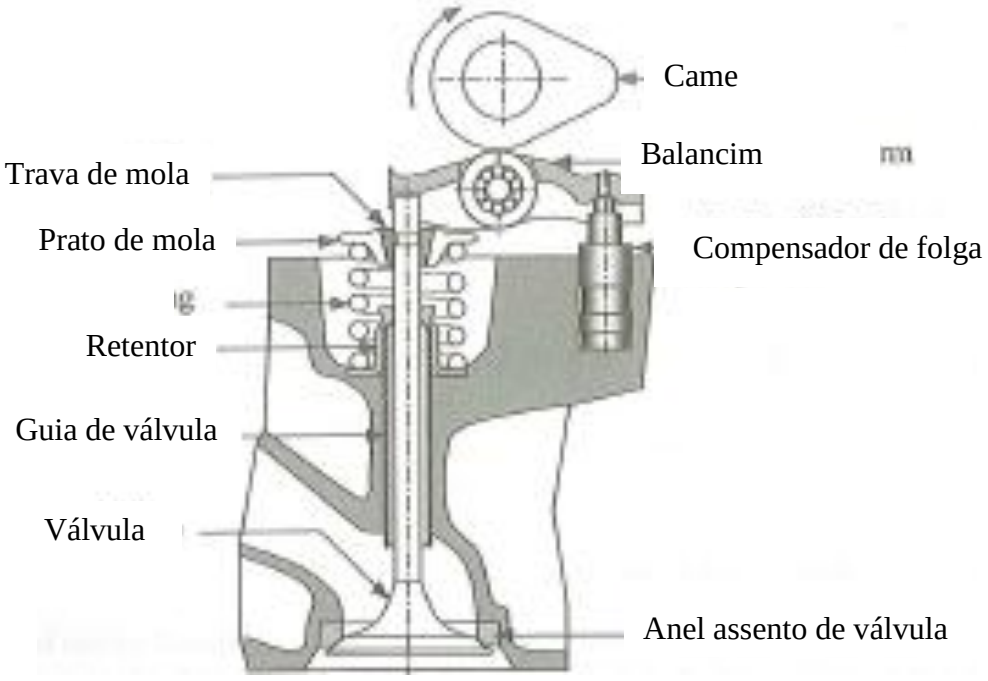


Fonte: Heinz Heisler (2003)

O sistema de acionamento de válvulas consiste basicamente do eixo de comando de válvulas, com seus vários cames, um ou mais elementos de transferência entre o eixo comando e as válvulas, molas, retentores, travas e as válvulas. Os elementos de transferência são, usualmente, os balancins, as varetas e/ou os compensadores de folga.

Em adição, a guia de válvula e anel inserto de válvula, que, são componentes inclusos no sistema de acionamento do trem de válvula, pois eles têm papel significante no desempenho do motor. Observam-se os detalhes do acionamento das válvulas no sistema mostrado na Figura 3-14.

Figura 3-14 Componentes do acionamento do trem de válvulas



Fonte: Heinz Heisler (2003)

As válvulas, dentro do sistema de acionamento de válvulas, têm a função de controlar diretamente o processo de troca de gases. As válvulas de admissão e exaustão permitem que o ar, ou a mistura ar/ combustível, entre na câmara de combustão durante a fase de admissão, mantenha selada a câmara de combustão durante as fases de compressão e combustão e permita a saída dos gases durante a fase de exaustão.

A mola é utilizada para fechar a válvula e manter uma pré-carga no sistema. Essa pré-carga é a força que mantém a cada ciclo o eixo de comando e os elementos de transferência em contato por todo o tempo, assegurando a vedação da câmara de combustão em qualquer condição de operação do sistema.

A trava e prato de mola são utilizados para fixar a mola de válvula durante sua operação de abertura e fechamento das válvulas.

Os retentores de haste de válvula são usados no cabeçote para permitir uma passagem controlada do fluxo de óleo para dentro da guia de válvula como premissa de lubrificação da haste de válvula, proporcionando economia de óleo e aceitáveis emissões.

Os elementos de transferência, tais como balancins e varetas, são utilizados para transferir o movimento rotativo dos cames do eixo de comando para as válvulas.

Geralmente elementos hidráulicos, compensadores de folga são colocados no sistema de trem de válvulas para proporcionar um meio de compensação ou amortecimento na variação de comprimento dos componentes do trem de válvula durante o funcionamento do motor.

3.7 TIPOS DE TREM DE VÁLVULAS

Os tipos de trem de válvula variam de acordo com o sistema de distribuição motora, e podem ser:

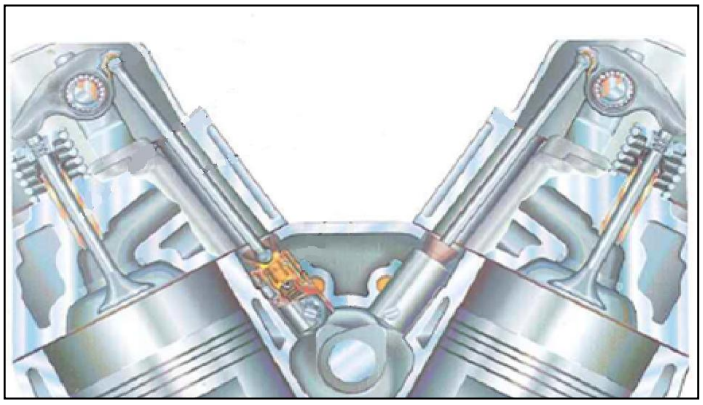
a) trem de válvulas com conjunto de balancins, sem comando de válvulas;
b) trem de válvulas com comando de válvulas e demais dispositivos de válvulas;
c) trem de válvulas em que não há comando de válvulas e dispositivos de válvulas. Esses dispositivos funcionam no bloco do motor.

3.8 POSIÇÃO DO COMANDO NO CONJUNTO CABEÇOTE

De acordo com a localização do comando de válvulas, que controla sua abertura, há três tipos descritos a seguir:

OHV (OVERHEAD VALVE), onde o comando é alocado ao lado dos cilindros no bloco do motor, com hastes e balancins acionando as válvulas localizadas no cabeçote Figura 3-15.

Figura 3-15 Sistema de comando de válvula (OHV)

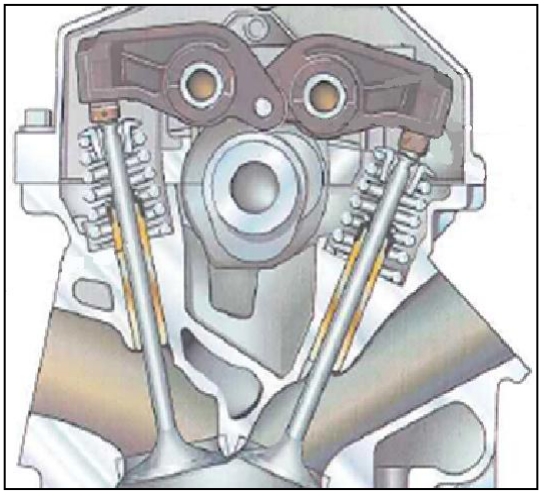


Fonte: InaSchaeffler Technologies

Motores com eixo comando localizados no bloco são, normalmente, de concepção mais antiga. É o caso, por exemplo, do motor boxer quatro cilindros, nos quais o acionamento da válvula se dava através de vários elementos de ligação (hastes e balancins). Esse tipo de construção permite que apenas um eixo comando acione o trem de válvula de um motor em V. Há a desvantagem, contudo, de componentes como hastes e balancins fazerem com que o sistema fique menos rígido e com maior inércia, o que resulta em frequências naturais menores. Em motores de maior desempenho, que exigem rotações maiores, inércias maiores e maiores frequências naturais, podem gerar muitos problemas.

OHC (OVERHEAD CAMSHAFT) dispensa haste de válvulas**,** pois o comando de válvulas não fica no bloco, mas no cabeçote. Figura 3-16

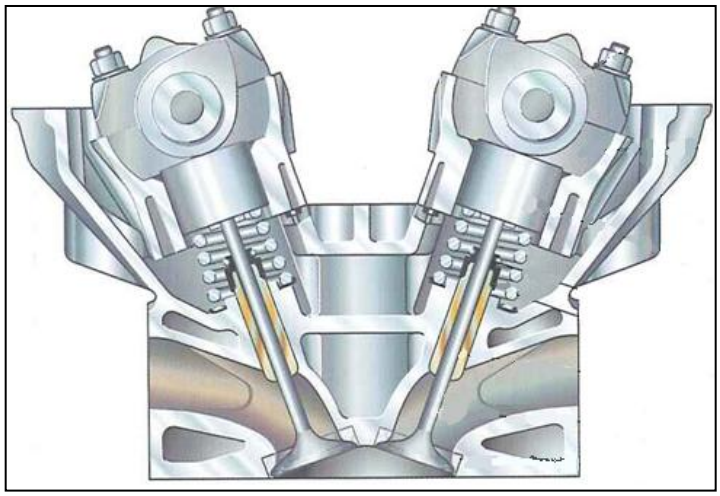
Figura 3-16 Sistema de comando de válvula (OHC)



Fonte: InaSchaeffler Technologies

D**OHC (DOUBLE OVERHEAD CAMSHAFT)** possui dois comandos de válvulas localizados no cabeçote, um aciona as válvulas de admissão e o outro, as válvulas de escapamento. Figura 3-17

Figura 3-17 Sistema de comando de válvula (DOHC)



Fonte: InaSchaeffler Technologies

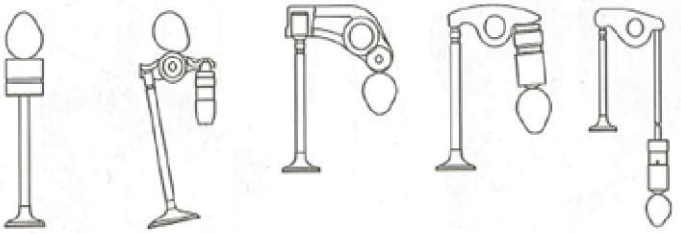
Em motores mais modernos, de maior desempenho e que apresentam maiores rotações, adota-se o eixo comando no cabeçote. Essa configuração de sistema de acionamento de válvulas permite o acionamento direto pelo eixo comando, Figura 3-17 o que resulta em um projeto compacto, com poucas peças, já que não é necessário o uso de balancins ou hastes.

O efeito é pouca inércia e maior rigidez do sistema. E mesmo nos projetos de acionamento indireto, em que o acionamento das válvulas ocorre através de balancins. O eixo comando no cabeçote permite criar projetos com menor inércia e mais rígidos do que a configuração com eixo comando no bloco, Figura 3-16, pois se evita o uso de longas hastes.

Wang 2007 cria uma comparação entre os diferentes tipos de projeto de trem de válvulas, definindo por tipos, mostrado na Figura 3-18.

Figura 3-18 Tabela comparação de trem de válvulas

TABELA
COMPARAÇÃO DOS ATRIBUTOS DE PROJETO
PARA DIVERSOS TIPOS DE TREM DE VÁLVULAS



	Tipo I	Tipo II	Tipo III	Tipo IV	Tipo V
Frequência natural (Hz)	2000–3000	1200–1600	900–1400	900–1400	400–700
Massa efetiva da válvula (g)	140–160	80–120	120–160	130–170	240–290
Máxima velocidade (rpm)	6500++	6500+	6000+	6000+	4000–6000
Atrito	E	A	B	C–D	C–D
Avaliação geral do motor	D–E	D–E	B	C	A

Notas:
A = Melhor
E = Pior

Fonte: Wang (2007)

3.9 ANÁLISE DINÂMICA DO TREM DE VÁLVULAS

A análise dinâmica é descrita como o estudo das relações entre as forças que agem sobre os corpos e as respectivas massas em movimento. Com o estudo é possível prever a resposta dinâmica do movimento causado pelas forças ou determinar a força necessária para produzir o movimento.

A dinâmica do trem de válvulas está baseada no eixo comando de válvulas que tem a função de controlar a entrada e saída de gases entre a câmara do cilindro e o meio externo bem como controlar o intervalo da abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape relativo a cada posição angular do pistão ao longo de cada tempo.

Existem dois tipos de sistema de comando de válvulas: direto e indireto. O comando de válvulas direto é constituído por uma árvore de comando de válvulas, engrenagens, tucho, ressaltos ou cames, mola e válvulas. A árvore de comando de válvulas é acionada pela árvore de manivelas por meio de engrenagens. Ao longo da árvore de comando de válvulas encontram-se os ressaltos ou cames, cujo número depende do número de cilindros, sendo no mínimo dois por cilindro. A árvore de comando de válvulas ao girar faz com que os ressaltos levantem os tuchos, os quais atuam diretamente no pé da válvula, comprimindo a mola e

acionando a válvula. Conforme a árvore de comando gira, o ressalto baixa o tucho, a mola descomprime fazendo com que a válvula se feche, encaixando-se fortemente na sua base.

O comando de válvulas indireto apresenta a mesma constituição do direto acrescentando as varetas e os balancins. A diferença no funcionamento dos dois comandos é que no indireto, o acionamento das válvulas é feito através das varetas e dos balancins, que se encontram entre o tucho e o pé da válvula. Os ressaltos movimentam os tuchos e as varetas, elevando uma das extremidades dos balancins, enquanto que a outra comprime a mola e acionam as válvulas, Figura 3-15.

Nos motores de quatro tempos encontram-se pelo menos duas válvulas por cilindro, Figura 3-13: uma válvula de admissão, através da qual é admitido ar (ciclo Diesel) ou ar + combustível (ciclo Otto) na câmara do cilindro e uma válvula de escape através da qual os gases oriundos da combustão são expelidos para fora da câmara, indo para o coletor de escape e depois para o meio externo.

As válvulas abrem somente uma vez por ciclo do motor, ou seja, a árvore de comando de válvulas da uma volta por ciclo (360º) enquanto que a árvore de manivelas da duas voltas por ciclo (720º). Isso ocorre porque as engrenagens responsáveis pela transmissão do movimento da árvore de manivelas para a árvore de comando de válvulas possuem tamanhos diferentes.

A engrenagem fixa à árvore de comando de válvulas possui o dobro do número de dentes da engrenagem da árvore de manivelas, portanto, a velocidade angular da árvore de comando de válvulas é a metade da árvore de manivelas.

O momento de abertura e fechamento das válvulas é determinado de forma a resultar numa maior eficiência do motor, ou seja, proporcionar uma melhoria na entrada de ar e saída dos gases queimados dos cilindros. Por essa razão, abertura e fechamento das válvulas não coincidem com os momentos que o êmbolo encontra-se nos pontos mortos.

Para proporcionar maior entrada de ar no cilindro e auxiliar a expulsão dos gases queimados no último ciclo, a válvula de admissão abre-se antes que o êmbolo atinja o ponto morto superior no tempo de escape do último ciclo, e para preencher completamente o volume deslocado pelo êmbolo, à válvula de admissão permanece aberta mesmo depois do ponto morto inferior.

Por outro lado, a válvula de escape abre-se antes do êmbolo atingir o ponto morto inferior no tempo de expansão, para que ocorra uma melhor exaustão dos gases queimados. O fechamento da válvula de escape ocorre após o êmbolo ter atingido o ponto morto superior, para que ocorra uma melhor lavagem do cilindro.

3.10 FUNÇÃO E ANÁLISE CINEMÁTICA DOS COMPONENTES DO TREM DE VÁLVULAS

Para um melhor entendimento do sistema mecânico aplicado nesse trabalho, é de extrema importância o entendimento da função de cada componente pertencente ao trem de válvulas.

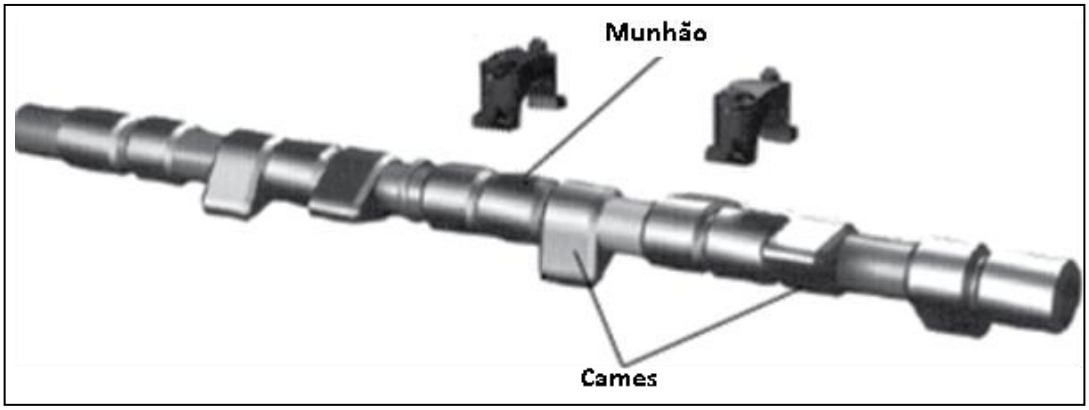
3.10.1 Árvore de comando de válvulas

a) Função;

- Sincroniza a abertura e o fechamento das válvulas com o movimento dos êmbolos;
- Estabelece a ordem de ignição dos cilindros;
- É um dos responsáveis pelo limite de rotação do motor.
- Dependendo da marca e do tipo do motor, essa árvore é instalada no bloco ou no cabeçote.

A Figura 3-19 indica as partes básicas da árvore de comando de válvulas:

Figura 3-19 Comando de válvulas



Fonte: Wang (2007)

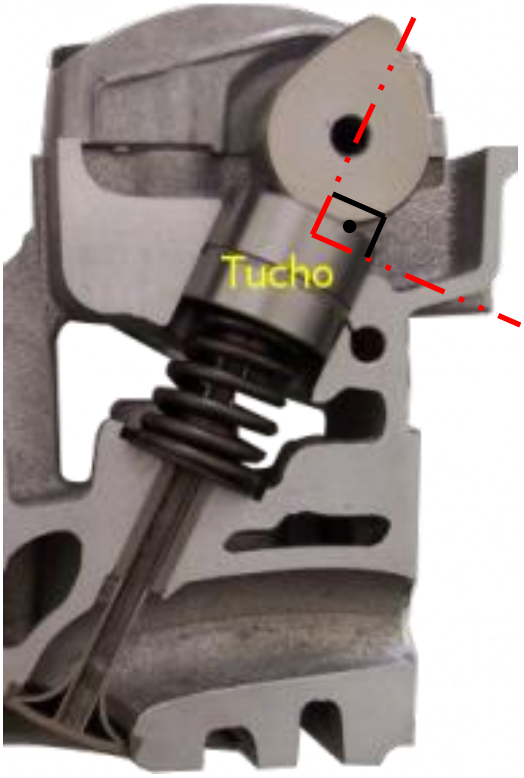
O comando de válvulas pode aparentar ser um componente simples, mas na realidade, é um dos mais complexos do motor. O comando pode ser definido simplesmente como uma roda excêntrica montada em um eixo que converte movimento rotatório em movimento linear.

Em um motor, os cames (“lobes” ou “ressaltos”) fazem com que os tuchos levantem ou abaixem e assim, operam as válvulas.

Depois do comando, existe todo o resto do conjunto do cabeçote, ou seja, comando, engrenagens ou correia dentada (mais comum em motores que trabalham em altas rotações. A cada giro do comando, dá-se 2 voltas no virabrequim que é de fato a rotação medida no motor. Ou seja, se um motor gira 6000 rpm, o comando gira 3000 rpm, válvulas, molas, balancins, varetas e tuchos. O comando é conectado ao virabrequim pela corrente ou correia de sincronização.

O came é um elemento giratório que dá movimento alternativo a um segundo elemento denominado tucho e que tem a função de acionar as válvulas de admissão e escape, formando um contato deslizante em um plano com ângulos retos em relação ao eixo do came Figura 3-20.

Figura 3-20 Contato Came x Tucho



Fonte: Heinz Heisler (2003)

O perfil do came deve ser apropriadamente conformado para proporcionar uma subida e descida suaves do seguidor que, portanto, é retransmitido para as válvulas individualmente.

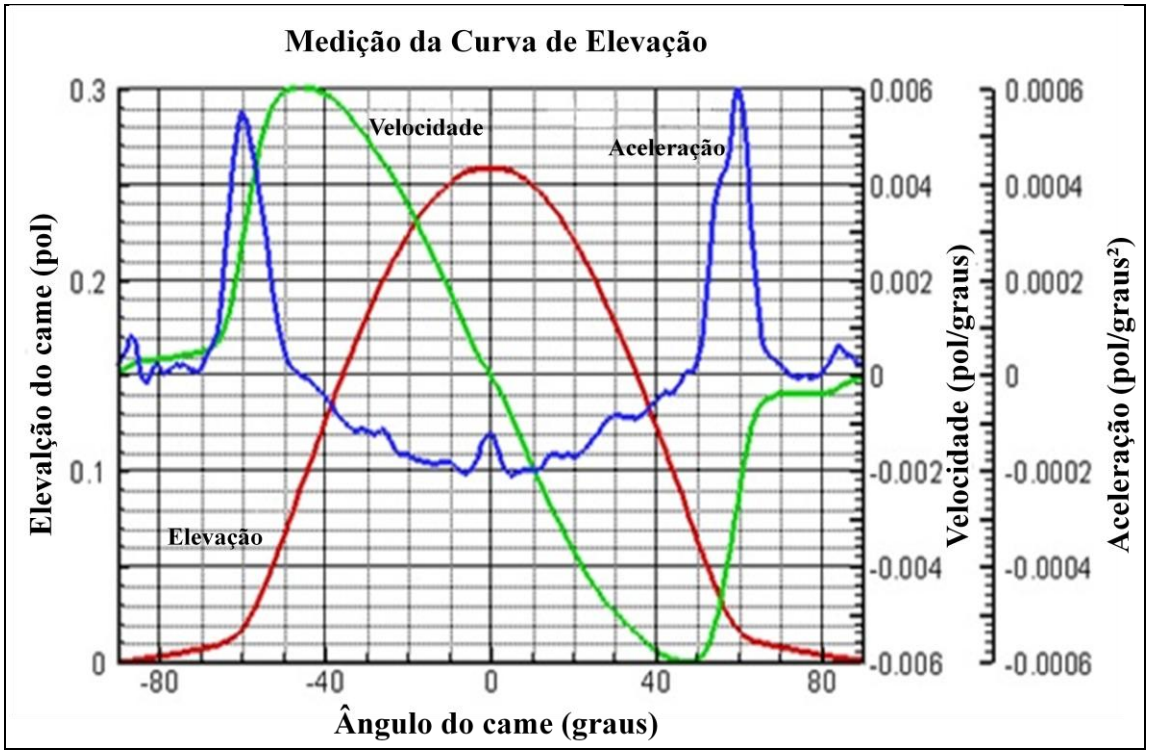
O perfil do came comanda todo o comportamento do trem de válvulas. A sua forma determina como e quando a válvula deverá abrir-se e fechar-se, influenciando decisivamente o

desempenho e o consumo do motor. Para facilitar a análise, são estabelecidas duas áreas do perfil de came: o raio base e o perfil de levantamento. O raio base determina a posição de repouso do trem de válvulas quando elas estão fechadas. Já o perfil de levantamento determina a abertura das válvulas.

b) eixo comando de válvula, projeto do perfil do came;

Inicialmente os perfis do came são projetados para determinar de que forma vão produzir a abertura e fechamento da válvula. O gráfico abaixo mostra as curvas de elevação da válvula produzida pelo perfil do came.

Figura 3-21 Medição elevação do came



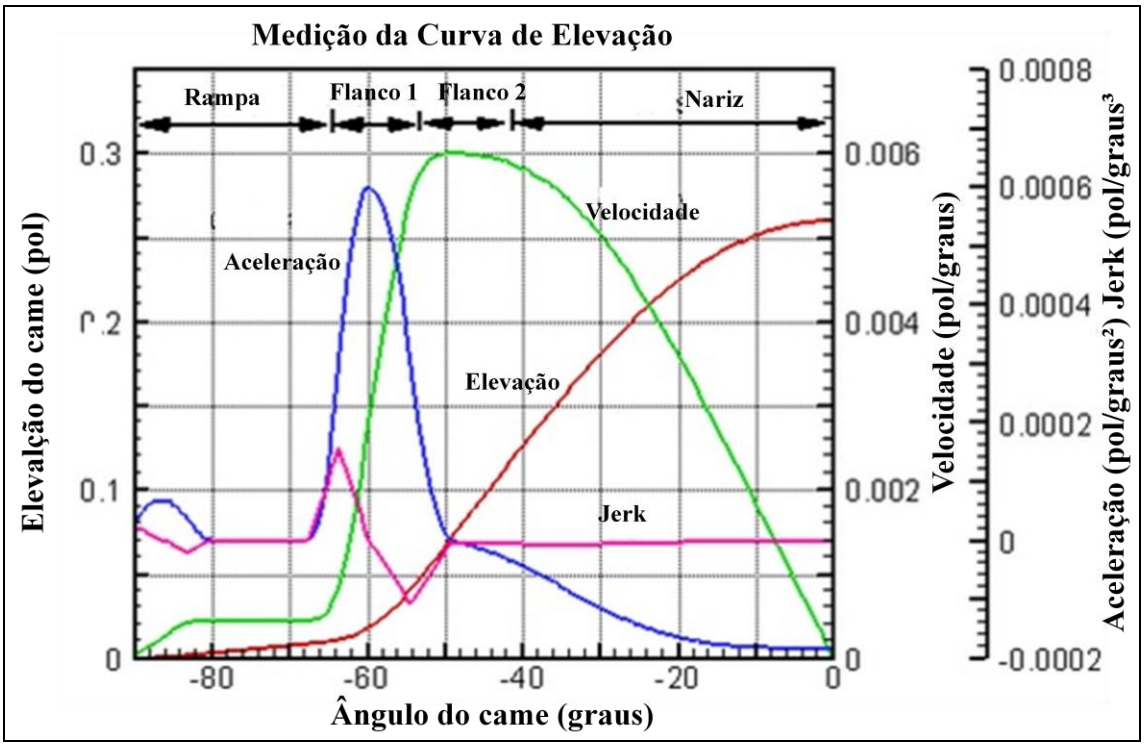
Fonte: Autor

Não é importante somente a curva de elevação, mas também as funções derivadas da curva. A primeira derivada da elevação (declive da curva de elevação) é a velocidade medida em centímetros ou milímetros por grau do came. A segunda derivada da curva de elevação (inclinação da curva de velocidade) é a aceleração em polegadas ou mm por graus². A derivada da aceleração é chamada de jerk (tranco).

O gráfico abaixo é uma versão, contendo as quatro áreas do perfil do came. Uma vez que este came é simétrico, apenas um lado está representado graficamente. As curvas são: (1)

elevação à velocidade constante, (2) alta aceleração do flanco, (3) velocidade constante próximo ao flanco, e (4) nariz. Todos os cames terão nariz e alta aceleração nos flancos. Alguns cames têm uma parte de baixa aceleração no flanco para dar uma velocidade quase constante, enquanto alguns não têm essa característica.

Figura 3-22 Curva elevação e derivadas



Fonte: Autor

c) fases do perfil do eixo comando:

Segundo Heisler (2003) existem dois lados do perfil do eixo comando: o lado de elevação do seguidor ou de abertura de válvulas e o lado de descida do seguidor ou de fechamento de válvulas. Cada um destes lados pode ser divido em três fases, a saber, e pode ser visualizado através da Figura 3-23:

- elevação ou abertura de válvulas:

a) fase inicial da transição da rampa de abertura, que une o círculo-base ao lóbulo do came com uma taxa de elevação bem pequena;

b) fase do flanco de abertura, que acelera a elevação do seguidor a uma velocidade máxima, sendo a fase em que a parte côncava do flanco encontra a parte convexa do nariz do came, tendo-se aí um ponto de inflexão;
c) fase de abertura do nariz do came, que desacelera a elevação do seguidor da velocidade máxima para velocidade zero quando a elevação se aproxima do valor máximo.

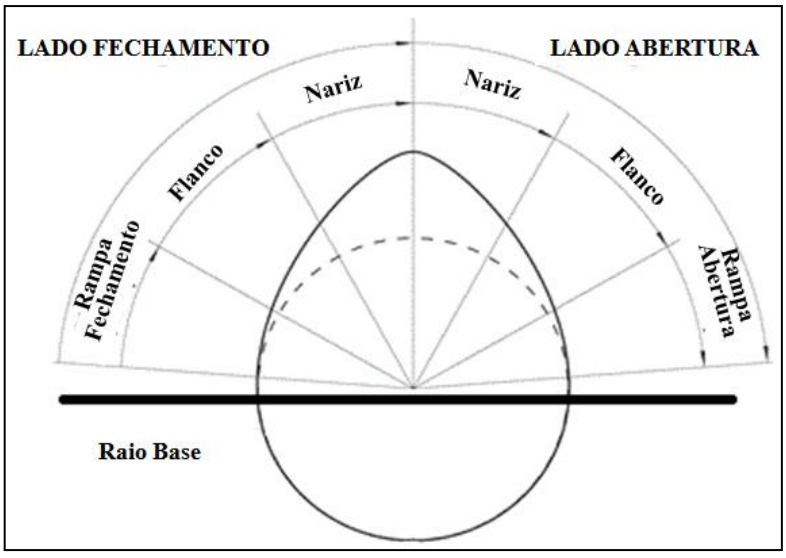
- Descida ou fechamento de válvulas:

a) fase de fechamento do nariz do came, que acelera a descida do seguidor da velocidade zero para a velocidade máxima;
b) fase do flanco de fechamento, que desacelera a descida do seguidor para uma quase paralisação;
c) fase da rampa de fechamento suave, onde o ângulo de curvatura de saída do círculo-base se mistura com o momento em que o seguidor permanece na sua posição mais baixa.

- faz parte também do perfil do came:

Círculo ou Raio base: sendo o perfil do came que não produz movimento de afastamento da válvula.

Figura 3-23 Fases do came do eixo comando de válvulas



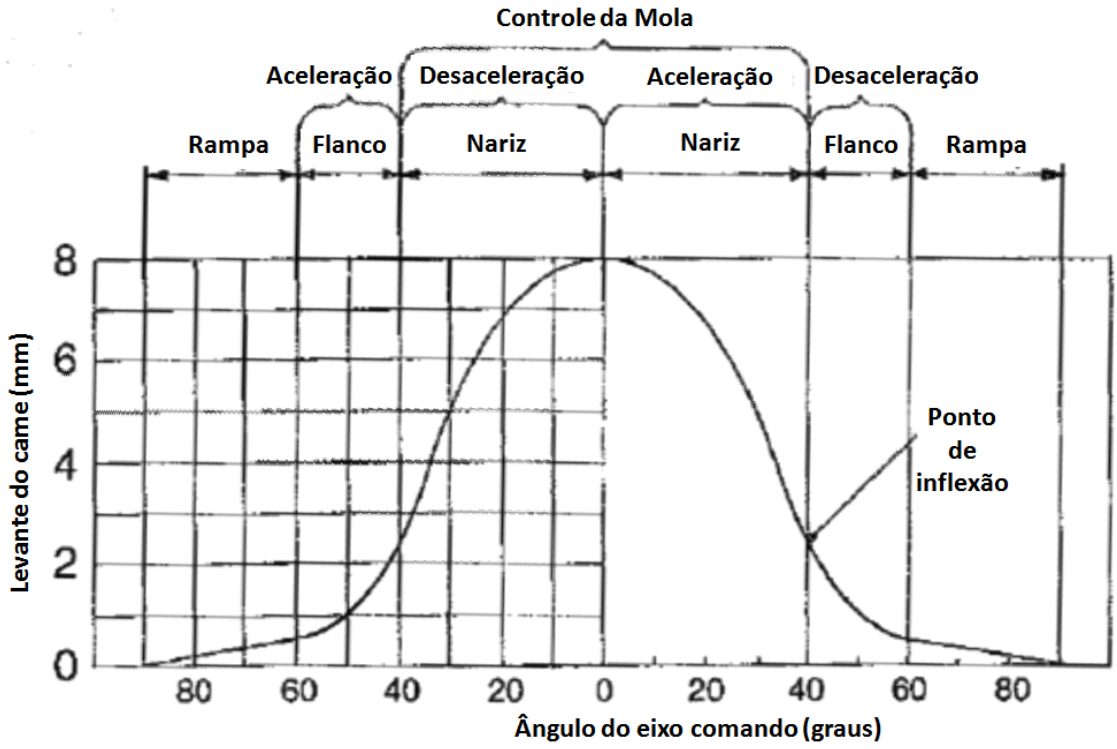
Fonte: Heinz Heisler (2003)

3.10.2 Projeto do came

Segundo HEISLER, (2003) existem várias curvas que caracterizam o comportamento teórico do came, e cada uma destas curvas dizem respeito a um projeto de came diferente. Como exemplos podem citar as seguintes:

a) came com triplo arco. no início da produção dos eixos comandos, os cames eram simplesmente construídos de um círculo-base e um pequeno nariz circular que tinha um pequeno deslocamento ou excentricidade. Para proporcionar um gradual e suave início e final de contato do círculo-base com o seguidor, rampas de seguimentos de arcos adicionais foram introduzidas entre o círculo-base e os flancos de abertura e fechamento de válvulas. Essas rampas de pequeno deslocamento garantem que a elevação inicial e a descida final do seguidor ocorram com o mínimo de aceleração e desaceleração respectivamente como na Figura 3-24.

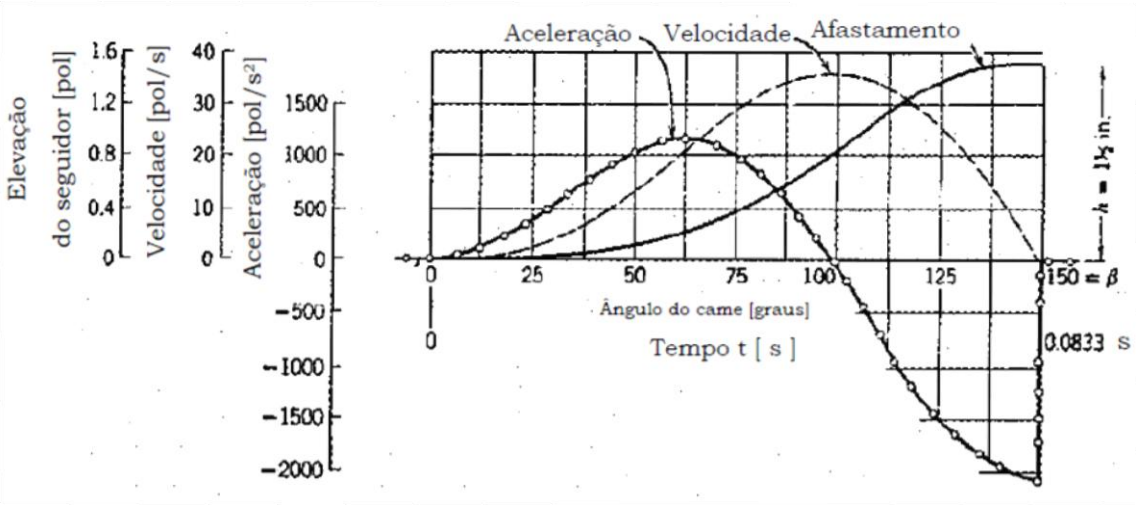
Figura 3-24 Came com triplo arco



Fonte: Heinz Heisler (2003)

b) came com velocidade constante ou came harmônico duplo, no qual não existem aceleração e desaceleração do seguidor durante a sua elevação e descida nos flancos de abertura e fechamento de válvulas. Assim o seguidor está sujeito a uma força de inércia de impacto muito grande no início da elevação e final do retorno daquele. Consequentemente, mesmo em baixas velocidades, este tipo de perfil de came impõe ao seguidor tensões de impactos muitíssimo grandes, estando essa tensão de impacto associada à geração de ruído, desgaste superficial e danos ao trem de válvulas como na Figura 3-25.

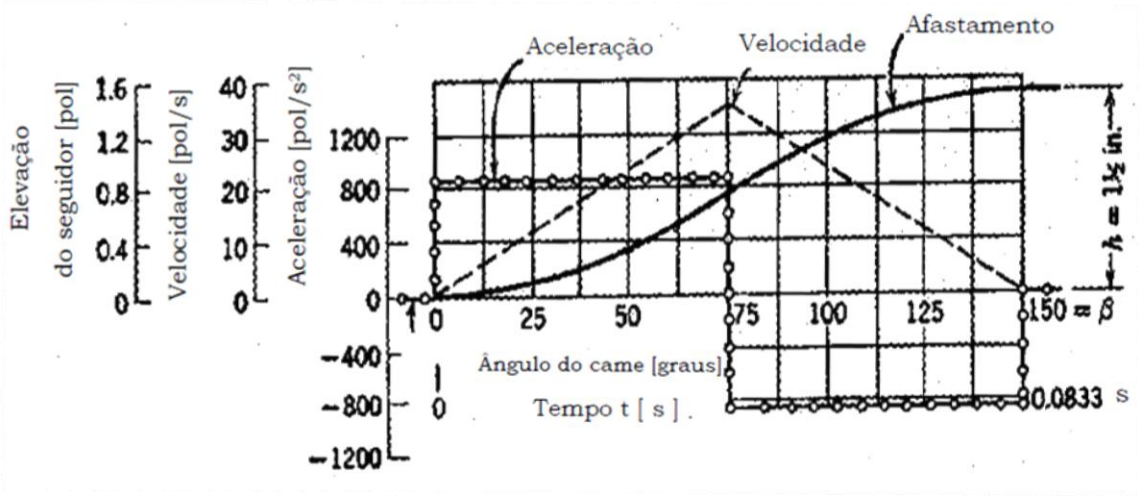
Figura 3-25 Came harmônico duplo



Fonte: ROTHBART, (2004)

c) came com aceleração constante ou came parabólico, no qual a velocidade de elevação do seguidor aumenta proporcionalmente com o deslocamento angular do came até chegar à velocidade máxima no ponto de inflexão e então decresce até zero na mesma proporção. Tal tipo de came promove a menor aceleração e desaceleração máxima se comparado aos demais tipos, porém impõe um aumento abrupto de força de inércia ao seguidor quando este encontra ambos os flancos de abertura e fechamento de válvulas como na Figura 3-26.

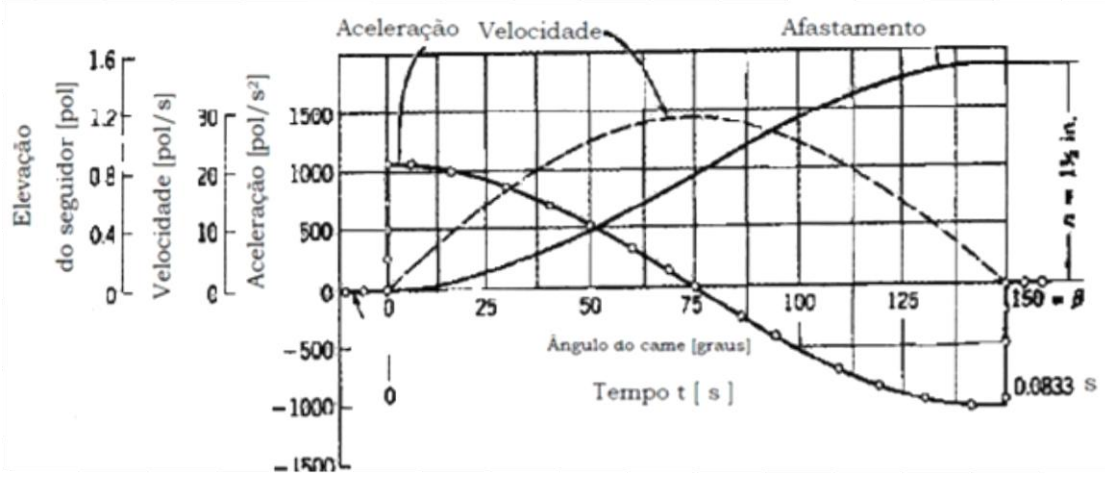
Figura 3-26 Came parabólico



Fonte: ROTHBART, (2004)

d) came com movimento harmônico simples, no qual a velocidade do seguidor na primeira metade da elevação aumenta até o máximo no ponto de inflexão e então decresce até zero na segunda metade da elevação em forma de uma senóide. O declive da curva de velocidade é maior no início e final do perfil de elevação e, portanto, a aceleração positiva e desaceleração negativa são máximas nestes mesmos intervalos e nula no ponto de inflexão. Assim, este rápido incremento de velocidade do seguidor no início da elevação (abertura de válvulas) e fim da descida (fechamento de válvulas) faz com que a força de inércia inicial positiva e força de inércia final negativa sejam súbitas e altas como representado na Figura 3-27.

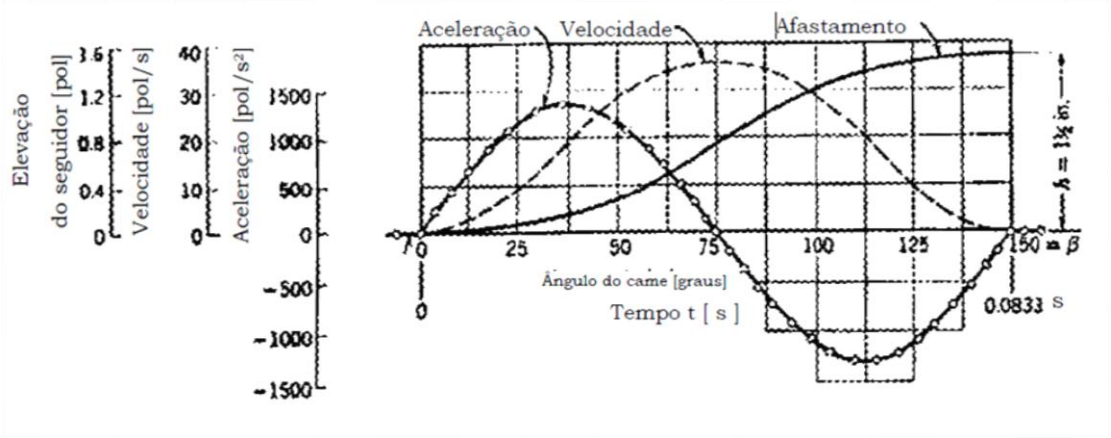
Figura 3-27 Came harmônico simples



Fonte: ROTHBART, (2004)

e) came cicloidal, no qual a velocidade na primeira parte da elevação do seguidor aumenta lentamente, logo em seguida aumenta rapidamente sendo reduzido assim que a velocidade alcançar o seu valor de pico no ponto de inflexão do perfil do came. No início da segunda metade da elevação do seguidor, sua velocidade é reduzida lentamente, e então aumenta rapidamente e em seguida decresce lentamente até zero. A aceleração do seguidor, em um primeiro momento, aumenta abruptamente e depois aumenta lentamente até alcançar seu valor de pico no ponto de inflexão do diagrama de velocidade, do lado de aumento desta. Tal aceleração, então, reduz a uma taxa crescente até chegar à zero no ponto onde a velocidade do seguidor alcança o valor máximo, coincidindo com o ponto de inflexão do perfil do came. O seguidor então desacelera inicialmente depressa e então mais lentamente até que a desaceleração de declínio desta. Finalmente a desaceleração se reduz a uma taxa crescente até a elevação máxima do seguidor. Portanto, à medida que o seguidor se aproxima do início do flanco de abertura de válvulas, uma força positiva de impacto é criada e aumenta rapidamente e no fim do flanco de fechamento uma força positiva de inércia de impacto decresce rapidamente até chegar a zero. O came de perfil cicloidal minimiza as cargas iniciais e finais de impacto imposta nos flancos de abertura e fechamento e permite um bom controle da mola como na Figura 3-28.

Figura 3-28 Came cicloidal

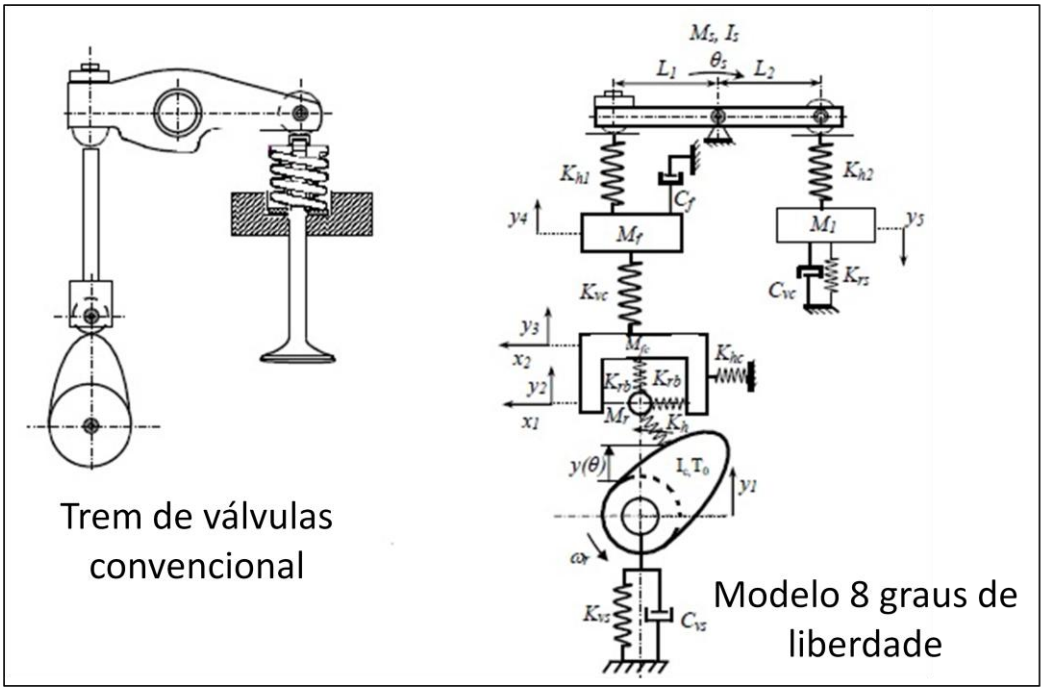


Fonte: ROTHBART, (2004)

Tounsi (2011) apresenta na Figura 3-29 um modelo dinâmico com 8 graus de liberdade de um sistema de trem de válvula tipo came seguidor com balancim roletado. Ele observou que os erros no perfil do came podem ter uma grande influência sobre o desempenho

dinâmico de tais sistemas de seguidor em excêntrico a altas velocidades, erros na usinagem ou projeto do perfil do came podem provocar aumento na vibração e forças de contato entre os componentes do sistema.

Figura 3-29 Trem de válvulas convencional e modelo com 8 GDL



Fonte: Tounsi (2011)

3.11 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DO TUCHO HIDRÁULICO

Os tuchos hidráulicos são componentes do sistema de trem de válvulas cuja principal função é compensar alterações de comprimentos (folgas) ou mudanças dimensionais de componentes, provenientes de desgaste ou alternâncias de temperatura.

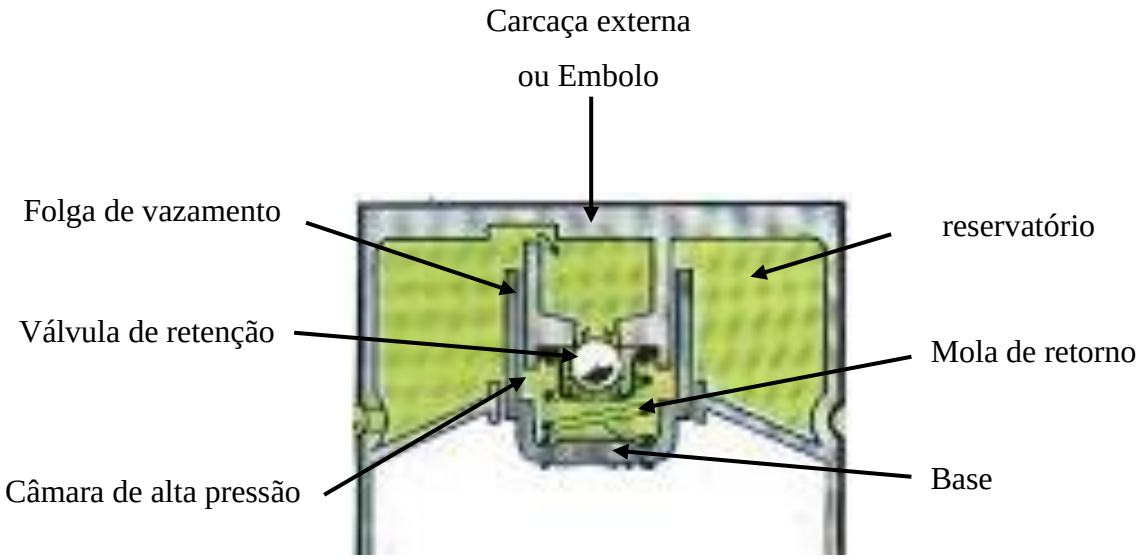
Segundo Heisler (2003) os tuchos hidráulicos incorporam três principais características operacionais:

a) o tucho hidráulico é capaz de tirar a folga extra do trem de válvulas quando o motor está frio e durante o período de aquecimento, ou se a folga estática das válvulas é normalmente grande devido a desgaste ou ajuste incorreto, eliminando assim o ruído do trem de válvulas.

b) o tucho hidráulico elimina a folga estática das válvulas quando o motor entra em funcionamento; isso assegura que os acionamentos das válvulas pelo eixo de comando sejam mantidos durante a operação normal do motor conforme foram projetados.
c) a folga inicial das válvulas não é crítica; portanto, o ajuste das tolerâncias da montagem do cabeçote do motor não precisa de definição adicional quanto às folgas das válvulas.

Na Figura 3-30, observa-se um tucho hidráulico em corte, mostrando os seus componentes internos.

Figura 3-30 Tucho hidráulico em corte

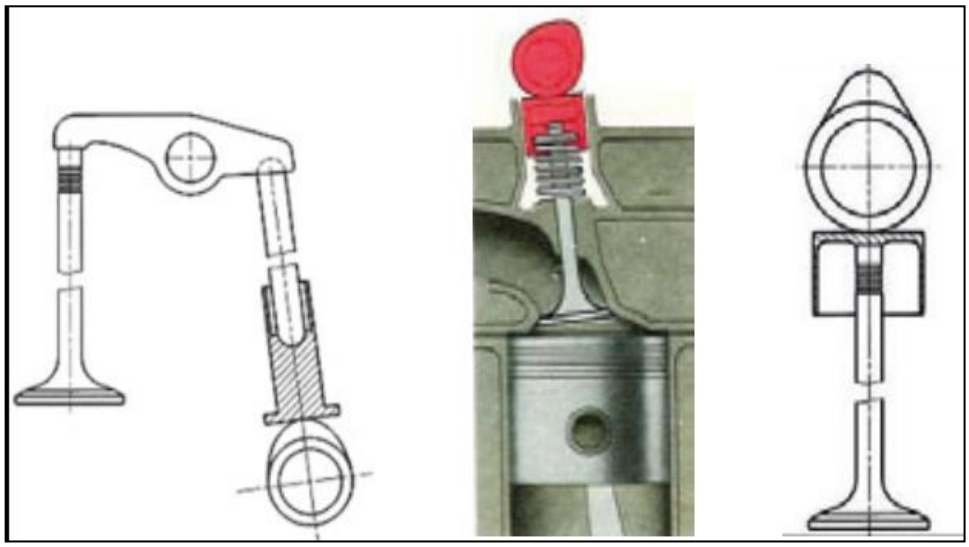


Fonte: Manual Tucho Hidráulico – VW

a) tipos de tuchos

Podemos definir o tipo de tucho a ser utilizado em um motor, através da localização do eixo comando. Os tuchos podem ser mecânicos ou hidráulicos, tanto para o eixo comando posicionados no bloco como no cabeçote Figura 3-31.

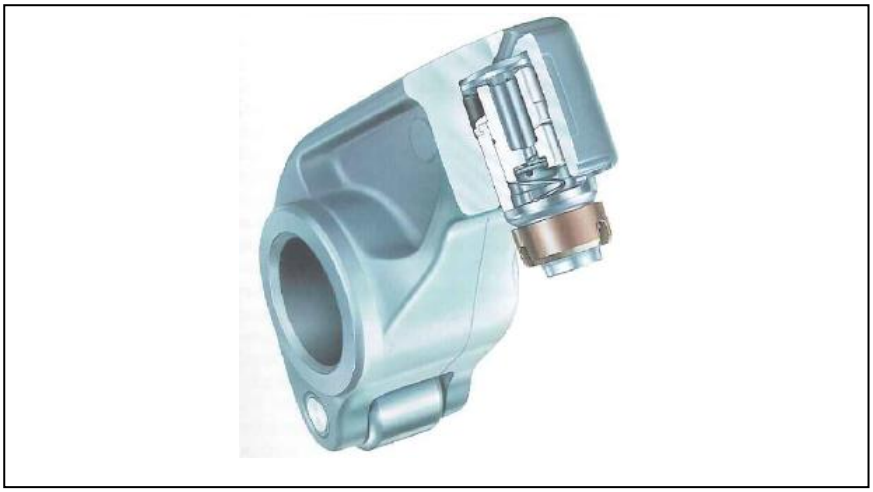
Figura 3-31 Imagem 1 tuchos hidráulico no bloco, imagem 2 tuchos hidráulico no cabeçote e imagem 3 tucho mecânico no cabeçote.



Fonte: Heinz Heisler (2003)

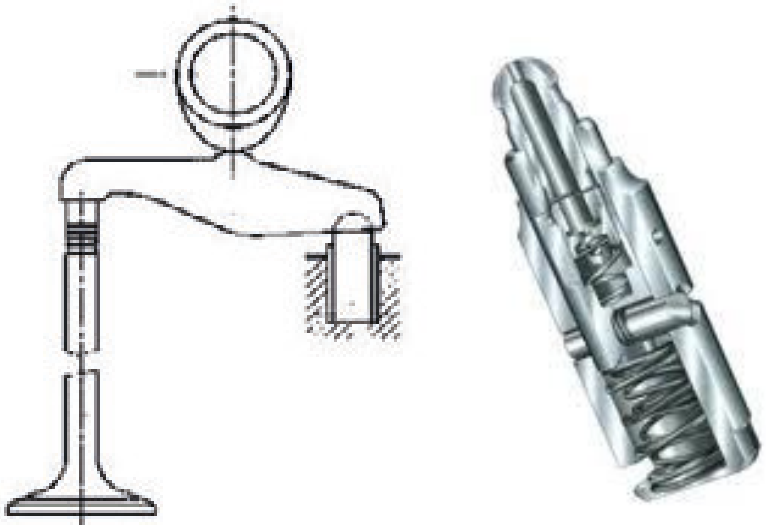
Outra forma de utilização do tucho hidráulico é na forma de pivô hidráulico: Figura 3-32 apresenta o sistema de balancim articulado com tucho hidráulico diretamente em contato com a válvula; Figura 3-33 mostra o acionamento de um sistema de balancim flutuante com pivô hidráulico; Figura 3-34 e Figura 3-35 representam o detalhamento completo do sistema de trem de válvulas nas fases de abertura e fechamento das válvulas com atuação dos pivôs hidráulicos.

Figura 3-32 Esquema acionamento de tucho hidráulico na ponta



Fonte: InaSchaeffler Technologies

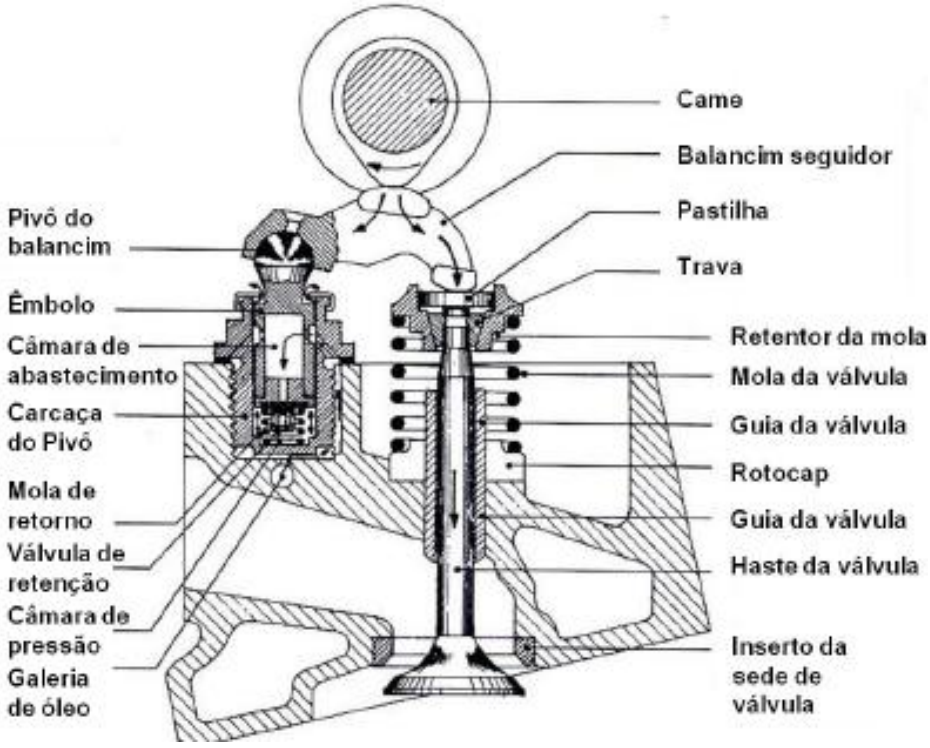
Figura 3-33 Esquema de acionamento balancim com tucho hidráulico



Fonte: Heinz Heisler (2003)/ InaSchaeffler Technologies

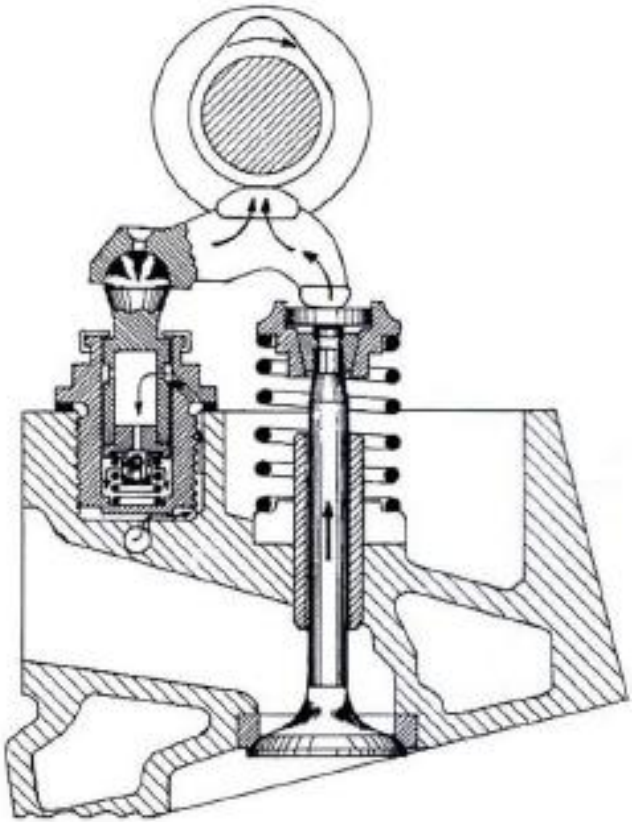
O esquema de trem de válvulas apresentado abaixo foi utilizado para desenvolvimento deste trabalho. O sistema apresenta concepção atual sendo utilizado pela maioria dos fabricantes de veículos automotores mundiais e também presente nos novos conceitos de motores em desenvolvimento.

Figura 3-34 Abertura da válvula



Fonte: Heinz Heisler (2003)

Figura 3-35 Fechamento da válvula



Fonte: Heinz Heisler (2003)

Amortecimento e reposicionamento da válvula

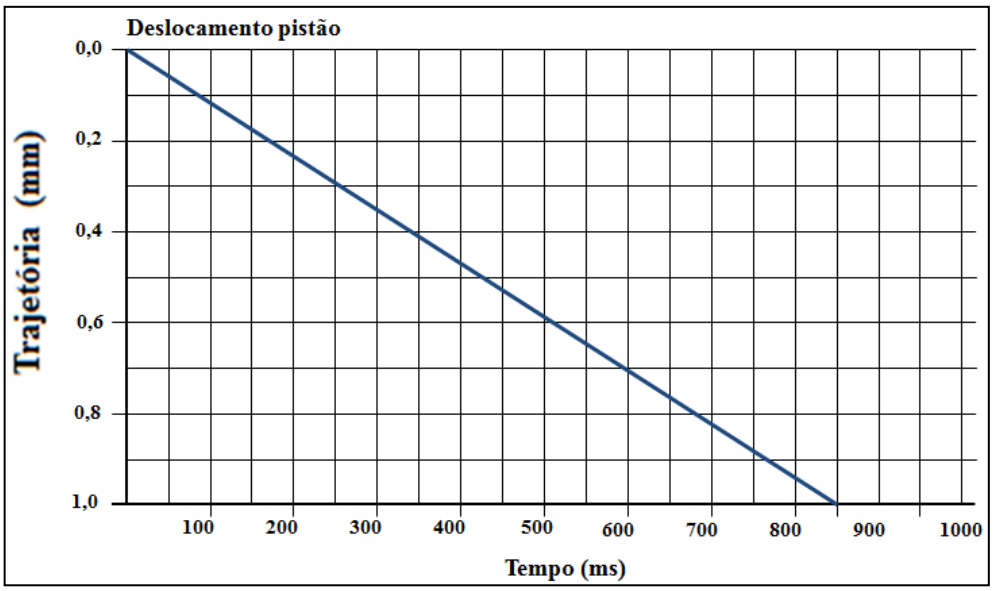
Em motores que têm o eixo comando no cabeçote, o objetivo do tucho é o de manter o balancim pressionado contra o came do eixo comando durante a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escapamento Nesta condição, o tucho hidráulico se apoia em uma das extremidades do balancim. No centro ou próximo ao centro estão o came do eixo comando e na outra extremidade, a ponta da válvula. O ressalto do came atua diretamente sobre o balancim, forçando-o contra a válvula até que a pressão da mola é vencida e a válvula abre. Quando o ressalto passa pelo balancim, a pressão exercida sobre a mola diminui, e a válvula fecha. Em alguns motores que possuem o eixo comando no cabeçote, os tuchos (mecânicos) estão localizados entre o came e a ponta das válvulas, atuando diretamente no reposicionamento para abertura e fechamento.

A cada ciclo de fechamento das válvulas, partes da desaceleração e do impacto das válvulas contra a sede são absorvidas pelos tuchos hidráulicos devido à sua capacidade de vazamento de óleo entre as paredes dos êmbolos, conforme explicado na Figura 3-30, tornando o componente um amortecedor do sistema. A característica do vazamento é

predeterminada durante o projeto e é denominado “leakdown” ou tempo de vazamento por deslocamento do pistão. Esta característica pode determinar um valor de impacto maior ou menor entre válvula e anel inserto.

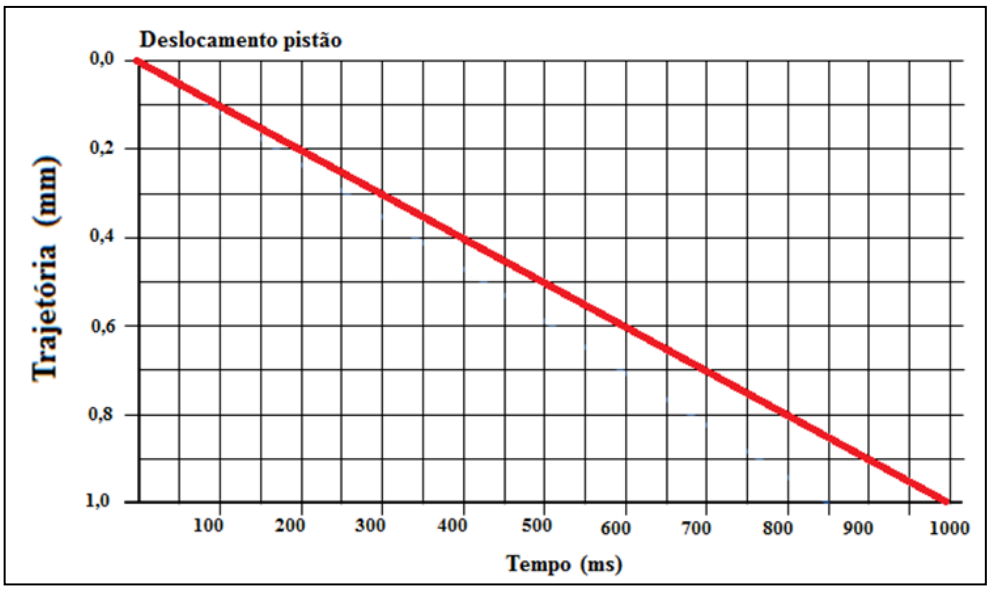
Nos gráficos abaixo são apresentadas as curvas características experimentais de “leakdown” dos pivôs hidráulicos utilizados no experimento, nomeados como “Tipo A” e “Tipo B”. Conforme figuras abaixo, os tempos são respectivamente 850 ms e 1s.

Figura 3-36 Curva de reposicionamento Tipo A (leakdown)



Fonte: Autor

Figura 3-37 Curva de reposicionamento Tipo B (leakdown)



Fonte: Autor

3.12 MOLA DE VÁLVULA

As molas de válvula são molas de compressão helicoidal Wang (2007), Figura 3-38. Elas são projetadas para seguir perfeitamente a movimentação do perfil do came durante cada ciclo e manter os elementos de transferência do trem de válvulas em contato permanente.

Durante o período de aceleração, o came exerce uma força de aceleração positiva no seguidor.

A força exercida pelo eixo comando deve exceder o valor provocado pela carga da mola e pela pressão dos gases da combustão na cabeça da válvula no inicio do período do levante da válvula. Quando o seguidor estiver no lado da desaceleração do perfil do came, ele será forçado a seguir o caminho descrito pelo uso da mola.

As molas de válvulas são projetadas para funcionar nas diversas rotações impostas ao motor, desde 600 rpm até valores acima 7000 rpm do virabrequim. O movimento é restrito na direção axial da válvula, e, no fechamento, deve garantir um perfeito assentamento da válvula.

A rigidez da mola de válvulas representa uma importante característica relacionada a manter o movimento da válvula próximo ao movimento de elevação projetado do came. Se esta rigidez é muito alta, grandes tensões serão impostas aos componentes ligados por esta, e uma severa pressão entre as faces de contato entre o came e o seguidor, poderá causar desgaste devido a um rompimento no filme de lubrificante. Se a rigidez é muito baixa pode haver dois problemas em altas rotações. O primeiro é que a mola não conseguirá manter o seguidor em contato com o perfil do came de acordo com a mudança de movimento do seguidor de aceleração para desaceleração no meio da região de elevação do nariz do came. O segundo é quando a válvula fecha, a baixa pré-carga da mola não é suficiente para evitar que o impacto do assentamento de válvulas provoque o salto e o repique, pelo menos uma ou duas vezes antes do fechamento completo destas.

Figura 3-38 Mola de válvula

Fonte: Autor

Para este trabalho, com a finalidade de obter resultados comparativos, foram utilizados 2 jogos de molas com a mesma construção geométrica, contendo diferenças nos parâmetros de rigidez F1 e F2, conforme tabela 1, que foram obtidos através da máquina de ensaios universais, com célula de carga e transdutor de deslocamento, cuja a montagem pode ser vista na Figura 3-39 .

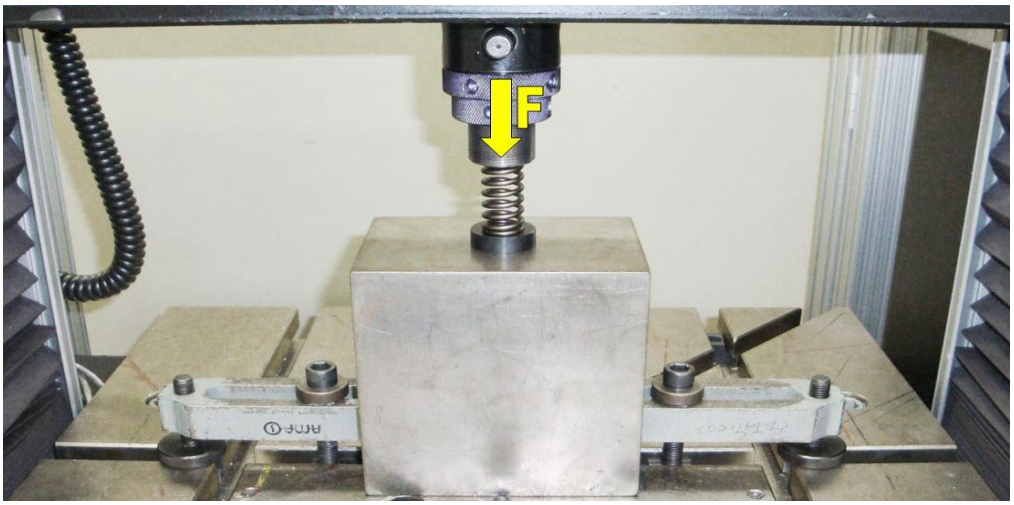
Os valores das forças são: F1 (força de pré-carga da mola montada com á válvula fechada), e F2 (força da carga da mola montada com a válvula totalmente aberta).

Tabela 1 - Característica construtiva da mola de válvula

	Diâmetro Arame (mm)	**Diâmetro Externo (mm)**	**Diâmetro Interno (mm)**	**Força F1 (N)**	**Força F2 (N)**	**L0 (mm)**	**L1 (mm)**	**L2 (mm)**
Tipo 1	3,5	23,0	16,0	230	600	41,7	35	25,3
Tipo 2	3,4	22,8	16	218	547	41,7	35	25,3

Fonte: Informações técnicas Volkswagen do Brasil

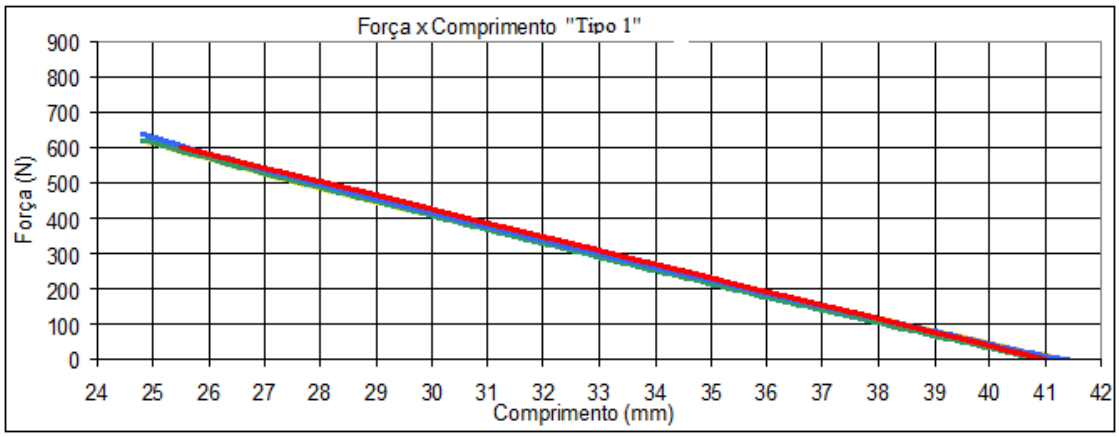
Figura 3-39 Medição carga de mola



Fonte: Autor

Os resultados estão dispostos nos gráficos das medições da carga de mola ”Tipo 1” e “Tipo 2”, abaixo

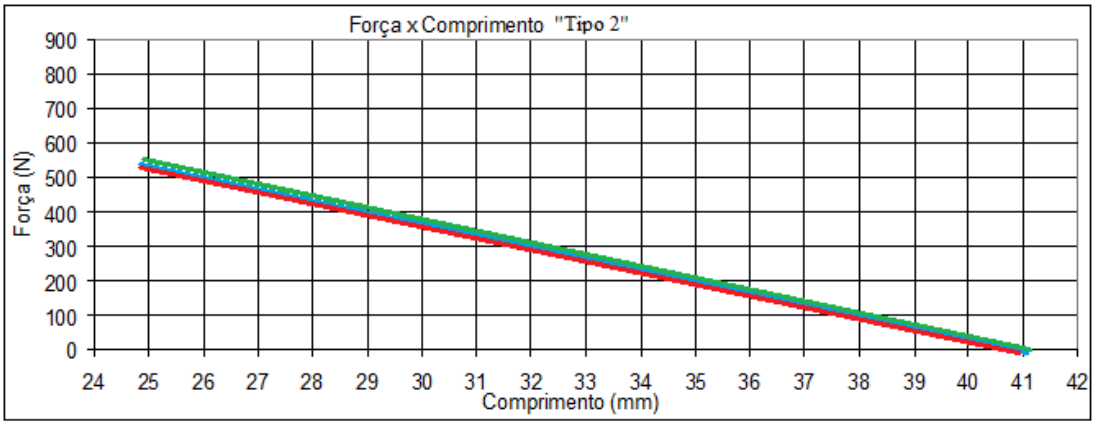
Figura 3-40 Medição carga mola “Tipo 1”



Fonte: Autor

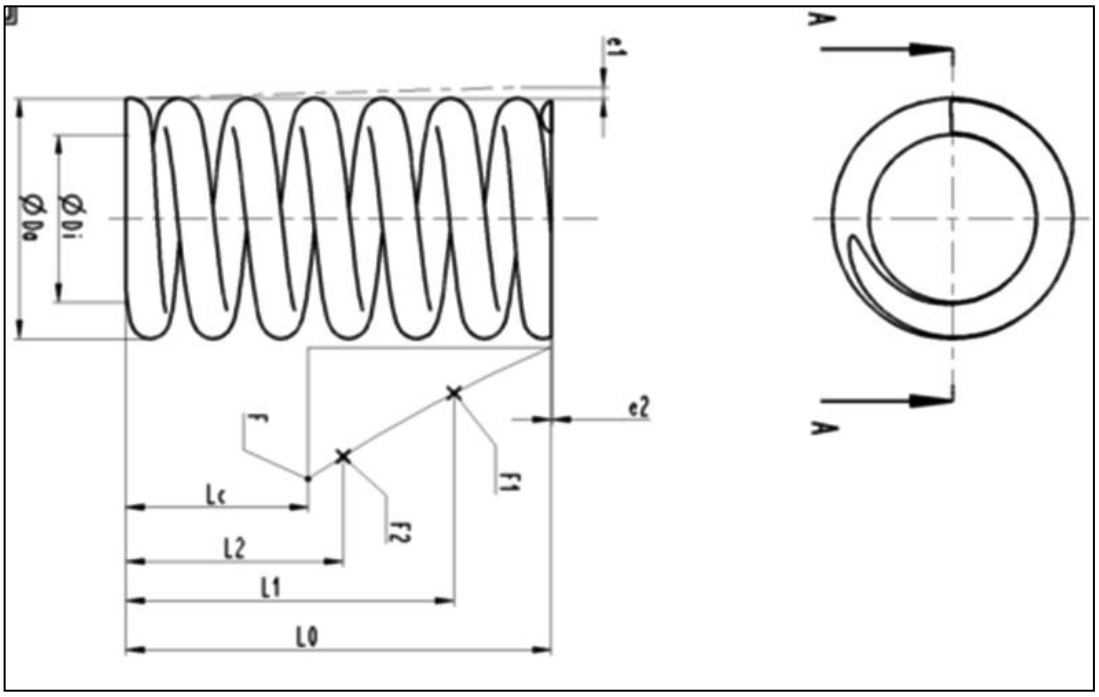
As características geométricas podem ser observadas através da Figura 3-42.

Figura 3-41 Medição carga mola “Tipo 2”



Fonte: Autor

Figura 3-42 Características geométricas das molas



Fonte: Informações técnicas Volkswagen do Brasil

3.13 ANÁLISE CINEMÁTICA DO MECANISMO DO TREM DE VÁLVULAS

O estudo cinemático do perfil do came em ordem de levante da válvula, velocidade, aceleração é utilizado para otimização do comando de válvulas e desempenho do motor. A geometria e a disposição do sistema do trem de válvulas garantem a estabilidade dos movimentos, e as tensões de contato entre as interfaces do trem de válvulas determinam a

durabilidade dos componentes. Os resultados da análise cinemática do trem fornecem valores prévios, aos projetistas de motores, das cargas e dos movimentos dos mecanismos, baseado na geometria e na aplicação de cargas.

3.14 LEVANTE, VELOCIDADE E ACELERAÇÃO, AÇÃO DIRETA DO TREM DE VÁLVULAS

Na análise cinemática do trem de válvulas, um entendimento da relação entre as válvulas e cames é essencial, em termos de determinação do movimento da válvula transmitido através do trem de válvulas. O came é o elemento mecânico responsável pela transmissão do movimento para o seguidor pelo contato direto. O seguidor em um trem de válvula de um motor de combustão interna pode ser um levantador (hidráulico ou mecânico) ou balancim, face plana ou configuração de contato por rolamento.

O movimento de rotação do came é transformado reciprocamente em movimento do seguidor, assim realizando a abertura e fechamento da válvula. O movimento da válvula operada pelo came pode ser descrito em termos dos seus deslocamentos, velocidade e aceleração.

O deslocamento (y) do seguidor é dado por:

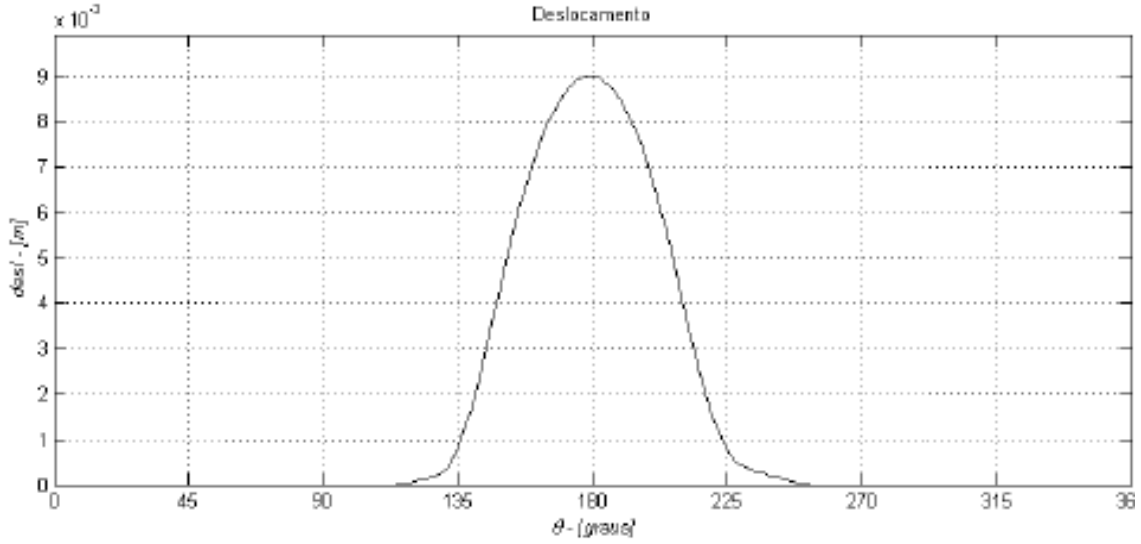
$$y = f(\theta), \text{ mm} \qquad (6.1a)$$

Onde (θ) é o ângulo de rotação em radianos.

Se for admitido que o came girar a uma velocidade angular constante, o deslocamento pode ser expresso como:

$$y = f(t) \qquad e \qquad \theta = \omega t \qquad (6.1b)$$

Figura 3-43 Perfil de deslocamento da válvula

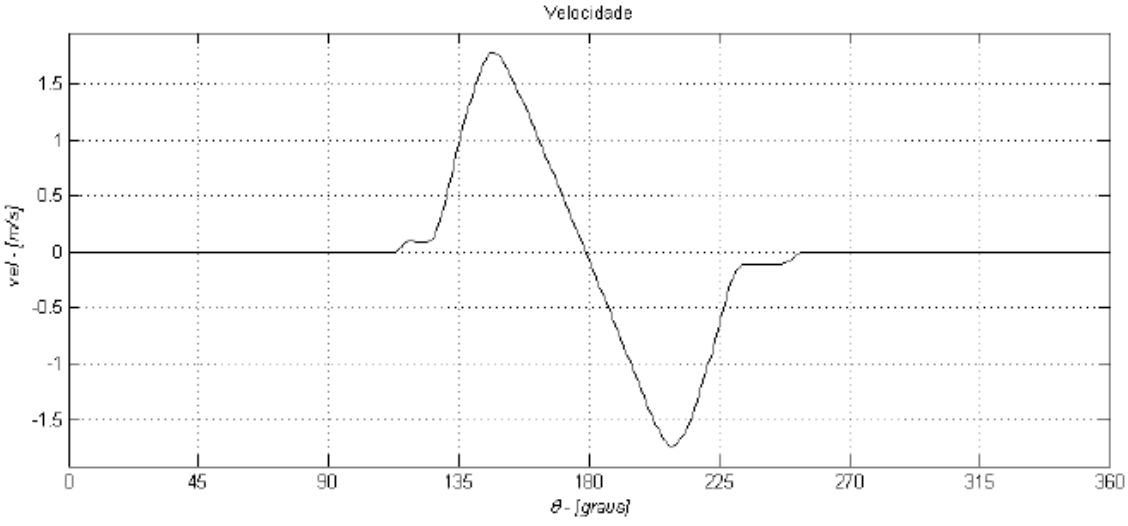


Fonte: Wang (2007)

A velocidade (v), então:

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{d\theta}{dy}\frac{dy}{d\theta} = \omega\frac{dy}{\theta}, \text{ mm/s} \qquad (6.2b)$$

Figura 3-44 Perfil de velocidade da válvula

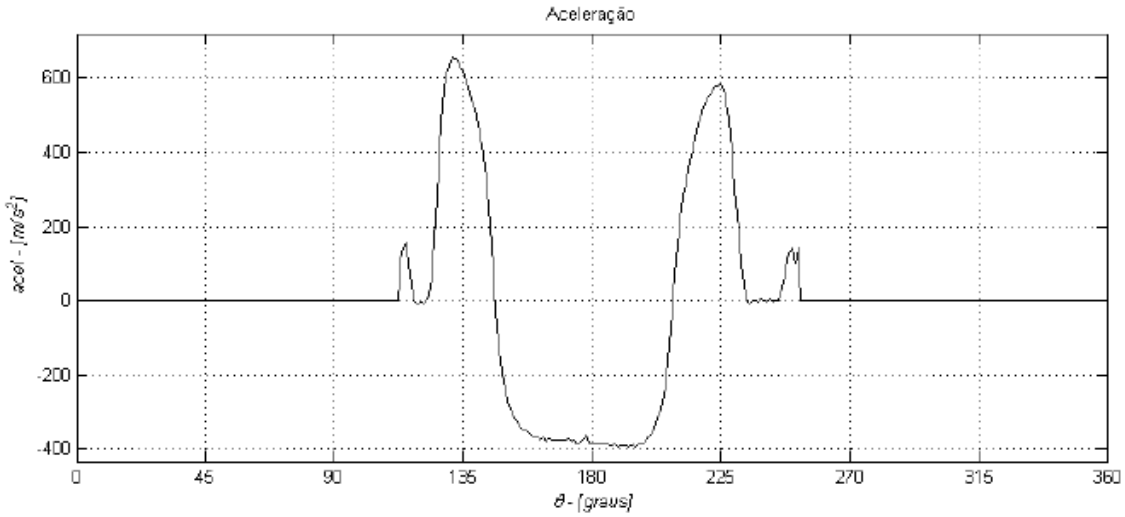


Fonte: Wang (2007)

A aceleração fica:

$$a = \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d^2\theta}{dt^2}\frac{d^2y}{d\theta^2} = \omega^2\frac{d^2y}{d\theta^2}, \text{ mm/s}^2 \qquad (6.3b)$$

Figura 3-45 Perfil de aceleração da válvula



Fonte: Wang (2007)

O formato e os valores da curva de aceleração do came são de interesse fundamental para motores que operam em altas rotações. A partir dela a análise da cinemática do trem de válvulas pode ser feita em relação ao choque, desgaste, vibração e desempenho geral de um sistema de seguidores de came.

Distância que a válvula percorre a partir da sede é chamada de levante (lift (Lv)). A válvula é afastada da sua sede e acelerada para a velocidade máxima, ponto no qual o lóbulo do came encontra-se aproximadamente no meio do flanco do came. A partir deste ponto a aceleração é zero devido a inversão do movimento e o valor do levante é máximo, com a aceleração atingindo o seu valor máximo negativo. A força de desaceleração é fornecida pela mola de válvula que se opõe ao movimento de abertura, a partir deste ponto a válvula é desacelerada pelo perfil do excêntrico e finalmente, colocada em repouso.

A velocidade da rampa de abertura deverá permanecer constante a fim de absorver os desvios do sistema do trem de válvula, como folgas e desvios de fabricação no ponto de contato entre o raio base e a rampa antes da aplicação de cargas ao sistema.

A velocidade final no lado de fechamento da válvula deverá ser baixa prevenindo a batida quando a válvula se aproxima do seu assento. A velocidade no ponto de levante máximo deverá ser zero, se não o excêntrico tenderá a se descolar da válvula, resultando em

ruído de batida. A máxima velocidade na abertura e no lado de fechamento é importante para o seguidor plano, devido a sua relação com o diâmetro do raio base do came.

3.15 FORÇA DE INÉRCIA DO TREM DE VÁLVULAS VERSUS PERFIL DO CAME E CONTROLE DA MOLA.

Para que as válvulas operem efetivamente, o came deverá satisfazer duas exigências básicas, a saber:

a) a abertura e fechamento rápidos das válvulas para maximizar o enchimento e exaustão dos cilindros,
b) uma baixa desaceleração do seguidor à medida que este se aproxima da elevação máxima e uma baixa aceleração quando começa a descida (fechamento de válvula) do seguidor, assim a força de retorno exercida pela mola de válvulas será minimizada.

Estas duas exigências são parcialmente alcançadas se for encurtado o intervalo do flanco e aumentado o intervalo do nariz do came dentro dos períodos de abertura e fechamento de válvulas.

Qualquer movimento do trem de válvulas produz força de inércia que pode ser positiva ou negativa. Forças positivas são consideradas como aquelas que tendem a pressionar o seguidor contra o contorno do came e as forças negativas tendem a separar os dois. As forças negativas são consideradas como críticas, e se opõem a estas, as forças originadas pelas molas de válvulas. Se estas forças de inércia negativas são muito grandes, se torna necessário usar molas rígidas para evitar que ocorra o salto. Infelizmente, esta mesma carga da mola se adiciona à carga de inércia durante os períodos de aceleração positiva e desaceleração, aumentando por consequência as tensões sobre o came e seguidor o que acarretará desgaste e danos aos flancos do came e nas faces de contato do seguidor.

4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Este capítulo descreve quais foram os equipamentos utilizados para a realização dos experimentos e medições dos sinais de vibração dentro da câmara de combustão do cabeçote do motor, construído especificamente para o estudo do impacto provocado pelas válvulas no anel inserto durante a fase de fechamento. Relatam também a metodologia experimental adotada para a realização dos testes com o motor acima descritos, os cuidados tomados para montagem do motor e cuidados tomados durante a realização das medições dos sinais.

4.1 APARATO EXPERIMENTAL

Preparação de um motor para aquisição de sinais através de acelerômetros dentro da câmara de combustão, o motor não pode ser acionado da forma convencional através de uma mistura ar-combustível e ignição por faísca devido à presença da instrumentação e sua respectiva ligação. A movimentação do motor ocorre através de um dispositivo estacionário criado exclusivamente para o desenvolvimento deste trabalho. É composto por um motor elétrico trifásico controlado por um inversor de frequência, Figura 4-1. O motor elétrico está fixado a uma base metálica com regulagem na altura em relação ao motor de combustão, esta regulagem serve para o ajuste da tensão da correia de acionamento da bancada experimental.

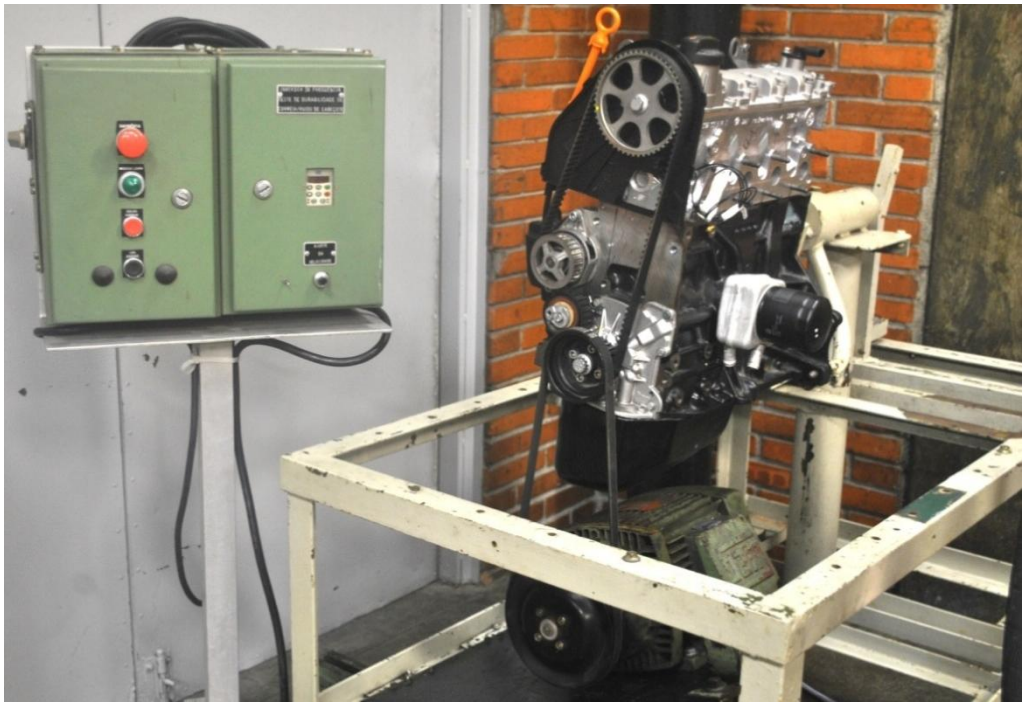
O acionamento da bancada experimental é feita através de polias e correias adaptadas ao dispositivo, Figura 4-2.

Para garantir que o motor experimental, fosse montado na mesma posição de inclinação em que é utilizado no veículo, foi utilizado as mesmas referências dimensionais.

A fixação do motor no dispositivo é feita através de um suporte adaptado a parte traseira, o que permite o ajuste do ângulo de inclinação lateral do motor.

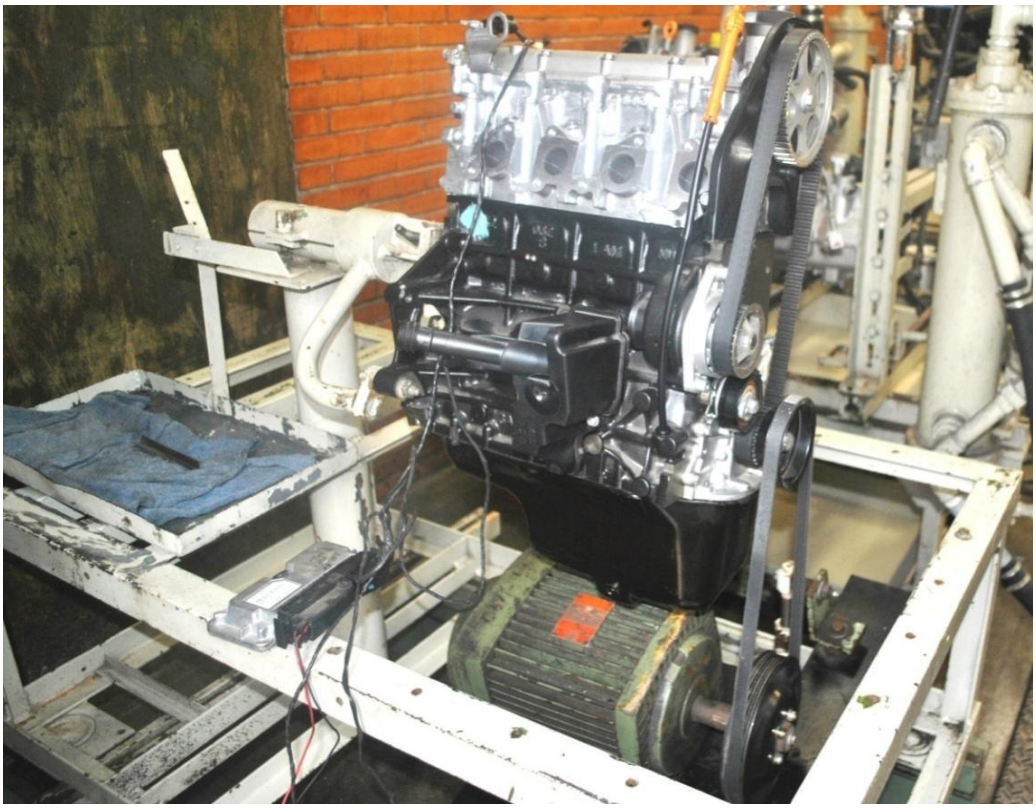
O banco de teste não permite aplicação de cargas ao motor.

Figura 4-1 Dispositivo elétrico e inversor de frequência



Fonte: Autor

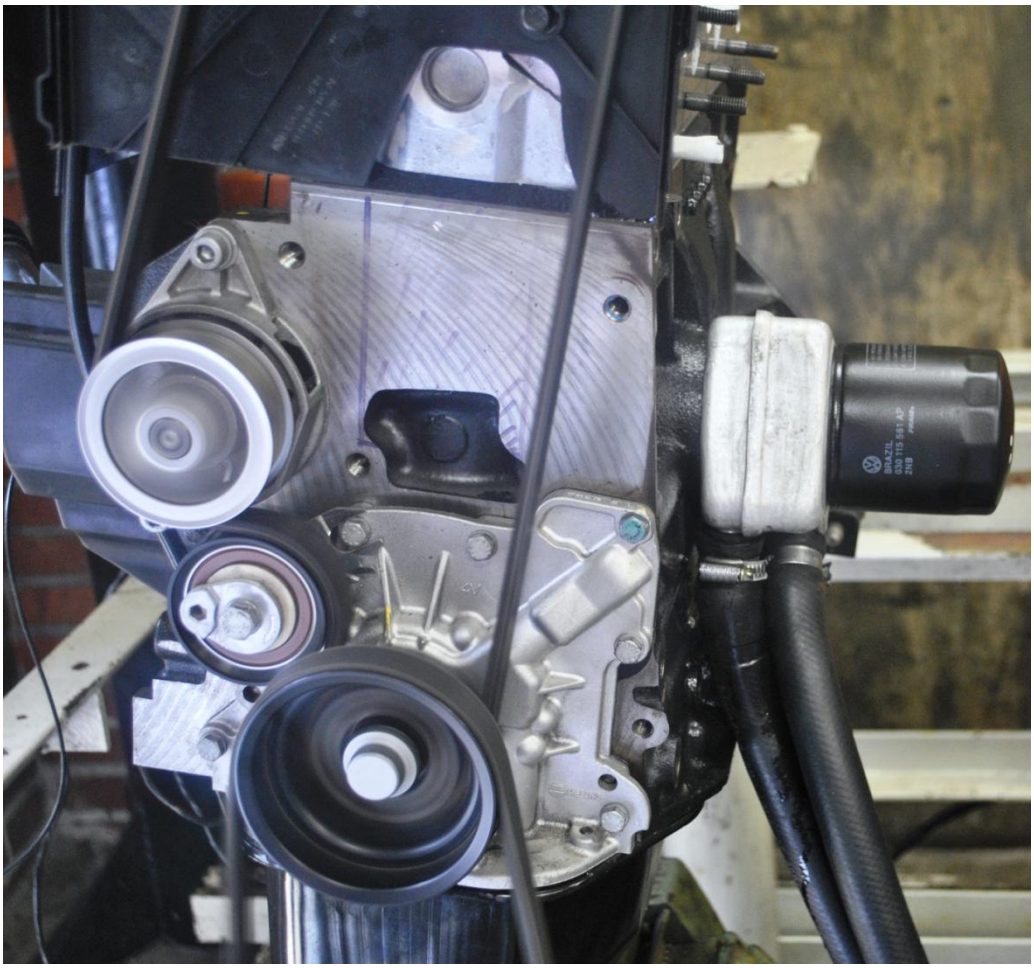
Figura 4-2 Motor fixado e acionado por correia através do motor elétrico



Fonte: Autor

A cabine está equipada com trocadores de calor que permitem manter a estabilidade da temperatura do óleo Figura 4-3.

Figura 4-3 Sistema trocador de calor



Fonte: Autor

O controle de temperatura do óleo é realizado através de um trocador de calor, localizado na passagem da subida do óleo entre o bloco do motor e o filtro de óleo, o trocador é refrigerado pela tubulação de água proveniente do sistema de refrigeração da cabine.

O motor escolhido para a realização dos testes práticos desta dissertação foi o EA111 1.6 L TF que tem suas principais características listadas a seguir, (fonte “Manual técnico Volkswagen”).

a) motor de 1598cc total-flex;
b) número de cilindros: 4 em linha;
c) número de válvulas por cilindro: 2;

d) diâmetro x curso: 76,5 x 86,9 mm;
e) ciclo: otto, tempos: 04;
f) taxa de compressão (rv): 12,1 ± 0,3:1;
g) eixo comando de válvulas: 1, posicionado no cabeçote;
h) acionamento da distribuição por correia dentada;
i) fases da distribuição:
   - admissão: abertura 18º apms, fechamento 51º dpmi;
   - descarga: abertura 60º apmi, fechamento 27º dpms;
j) ordem de ignição: 1 - 3 - 4 – 2;
k) alimentação: injeção eletrônica multiponto sequencial indireta;
l) bomba de combustível elétrica,
m) lubrificação forçada c/ bomba de engrenagens;
n) pressão de lubrificação > 4.5 bar a 1000 rpm e 100º c;
o) aspiração natural;
p) potência máxima nbr iso 1585 (gas)101 cv / 74 kw @ 5250 rpm;
q) potência máxima nbr iso 1585 (etanol) 104 cv / 76 kw @ 5250 rpm;
r) torque máximo nbr iso 1585 (gas) 15,4 kgfm cv / 151 nm @ 2500 rpm;
s) torque máximo nbr iso 1585 (etanol) 15,6 kgfm cv / 153 nm @ 2500 rpm;
t) regime de marcha lenta: 780rpm.

5 PREPARAÇÃO DO MOTOR

A preparação do motor tem por finalidade a montagem da instrumentação necessária para a aquisição dos sinais do acelerômetro e dos sensores de rotação e fase, manter as condições originais e funcionais do motor, tais como, pressão de óleo, sincronismo mecânico e sensores de rotação e fase, segue abaixo as modificações introduzidas no motor:

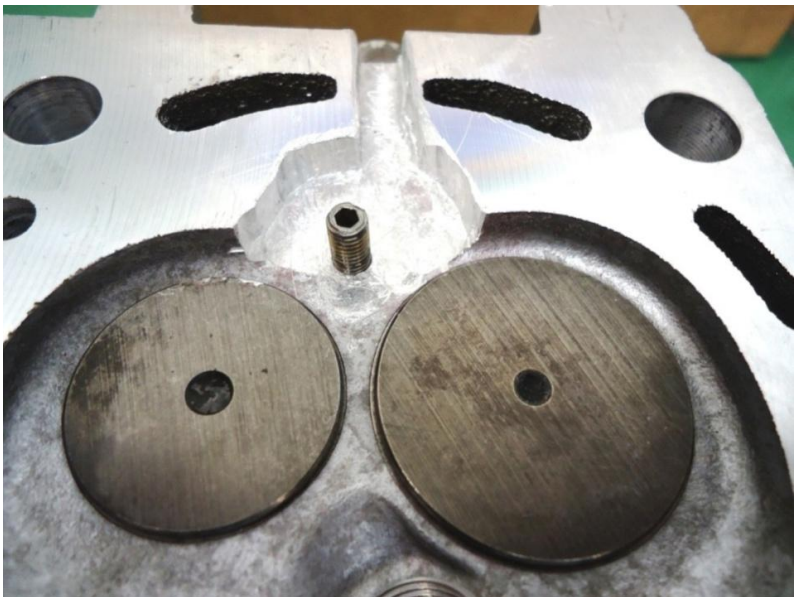
5.1 INSTRUMENTAÇÃO DO CABEÇOTE

Todos os 04 cilindros tem a mesma dinâmica de abertura e fechamento das válvulas, porém, foi eleito o 1º cilindro para aquisição dos dados pelos seguintes motivos:

a) Melhor localização para instrumentação por estar na parte frontal do motor;
b) O sensor de fase identifica o primeiro cilindro no momento da partida;
c) O sensor de rotação está sincronizado com o sensor de fase, através deles tornam-se possíveis a identificação e a posição das válvulas de admissão e escape em relação ao primeiro cilindro.

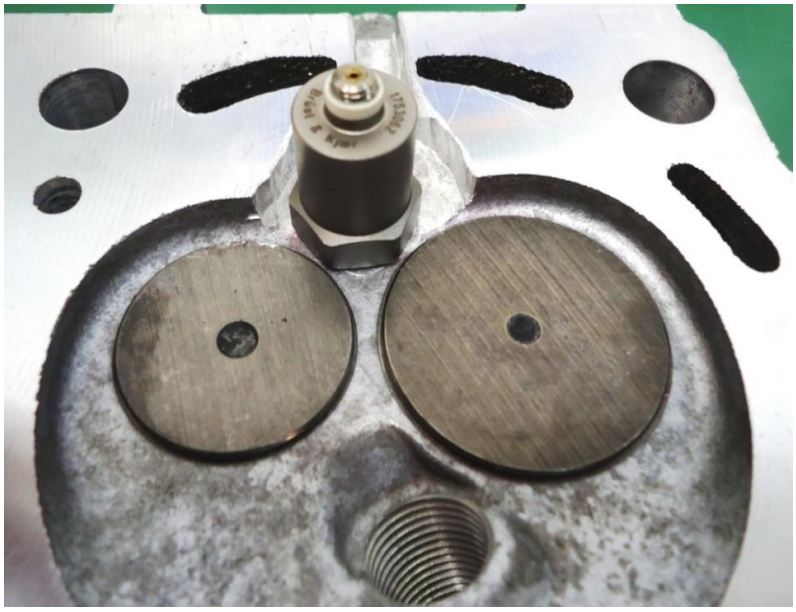
A fixação do acelerômetro foi posicionado entre as válvulas de admissão e escape Figura 5-2, sendo o mais próximo possível da região de assentamento da sede de válvula. Visando a melhor aquisição dos sinais, foi necessária a usinagem da câmara de combustão para alojamento do acelerômetro e cabos. A fixação do acelerômetro foi realizada através de um parafuso prisioneiro como mostra a Figura 5-1.

Figura 5-1 Câmara de combustão usinagem e parafuso prisioneiro



Fonte: Autor

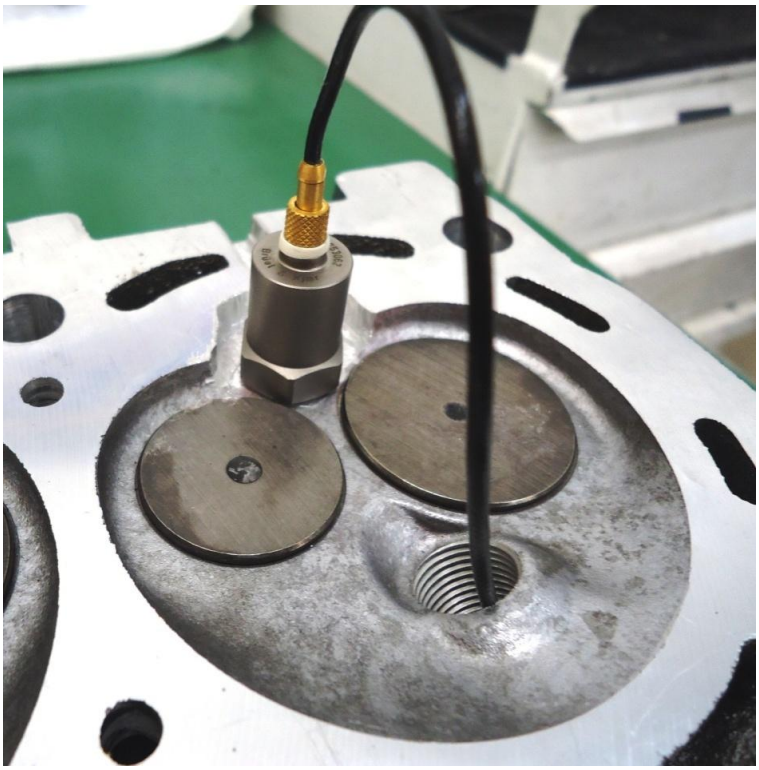
Figura 5-2 Localização acelerômetro entre as válvulas



Fonte: Autor

Para este tipo de acelerômetro o cabo foi transportado através do furo de fixação da vela Figura 5-3.

Figura 5-3 Passagem do cabo para aquisição dos sinais



Fonte: Autor

5.2 PREPARAÇÕES DA PARTE INFERIOR DO MOTOR, BLOCO, PISTÃO, VIRABREQUIM E BIELAS.

a) bloco

Objetivando somente a movimentação do sistema do trem de válvulas sem a perda da pressão do óleo, alguns componentes como os bicos injetores inferiores do pistão, tiveram que ser bloqueados, sua obstrução foi feito através de parafuso com trava química Figura 5-4.

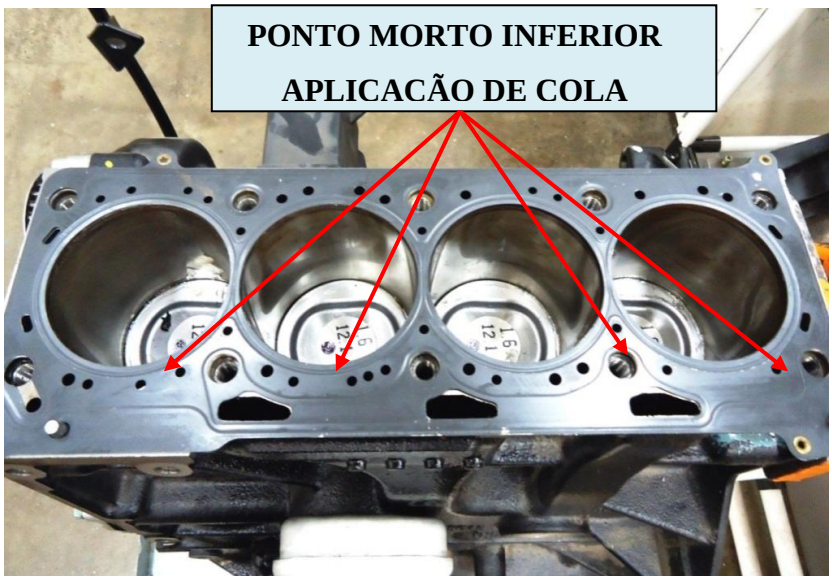
Figura 5-4 Parafuso trava na para vedação do canal de óleo do bico injetor

Fonte: Autor

b) pistões

Os pistões sem as bielas e com seus respectivos anéis de vedação foram posicionados no PMI e travados com adesivo químico a base de cianocrilato, com o objetivo de evitar que o óleo arremessado pelo virabrequim nas paredes do bloco atinja o sensor (acelerômetro) ou saiam pelos dutos de admissão e escape Figura 5-5.

Figura 5-5 Pistões travados no PMI

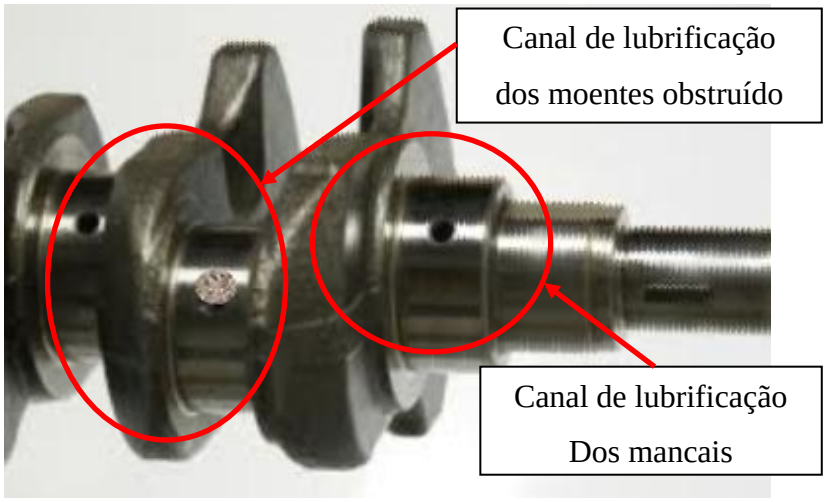


Fonte: Autor

c) árvore de manivelas (virabrequim) sem a montagem das bielas.

A árvore de manivela (virabrequim) é responsável pelo sincronismo mecânico e acionamento da bomba de óleo, os canais de óleo de lubrificação dos moentes onde deveria ter sido montado as bielas, foram obstruídos para evitar perda de pressão do óleo, somente foram mantido os canais de lubrificação dos mancais com o bloco, conforme a Figura 5-6.

Figura 5-6 Canais de óleo, moente obstruído e mancal livre

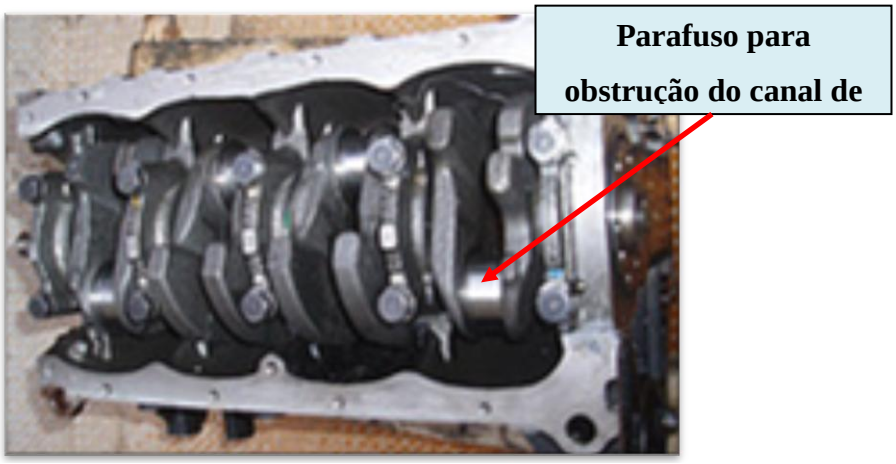


Fonte: Autor

d) bielas

Com o objetivo de eliminar vibrações e ruídos indesejados durante a aquisição dos dados e também permitir a montagem dos sensores dentro da câmara de combustão, as bielas não foram montadas, conforme mostrado na Figura 5-7.

Figura 5-7 Montagem do eixo de manivelas sem bielas

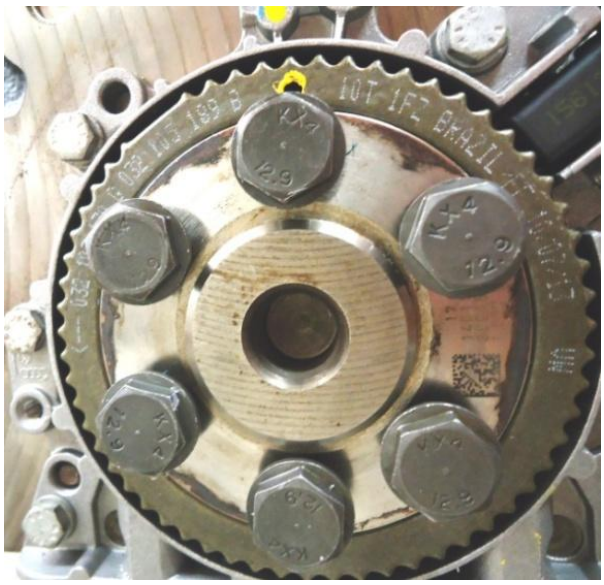


Fonte: Autor

d) Volante do motor

Para alívio de massa do motor não foi montado o volante, portanto os furos de fixação foram tampados com os parafusos com trava química para evitar o vazamento e óleo Figura 5-8.

Figura 5-8 Bloqueio dos furos de fixação do volante do motor



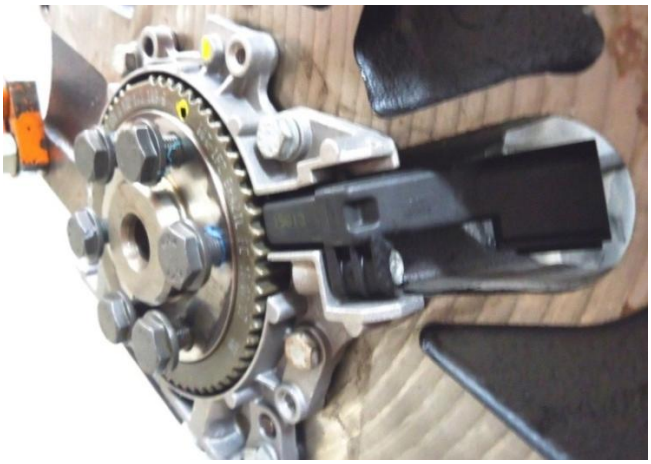
Fonte: Autor

5.3 SENSORES ELETRÔNICOS DO MOTOR UTILIZADO PARA AQUISIÇÃO DOS DADOS

a) sensor de rotação

Foi utilizado o próprio sensor de rotação do motor (Tipo Hall) que está montado na árvore de manivela na parte traseira do motor, conforme mostrado na Figura 5-9.

Figura 5-9 Sensor de rotação no motor

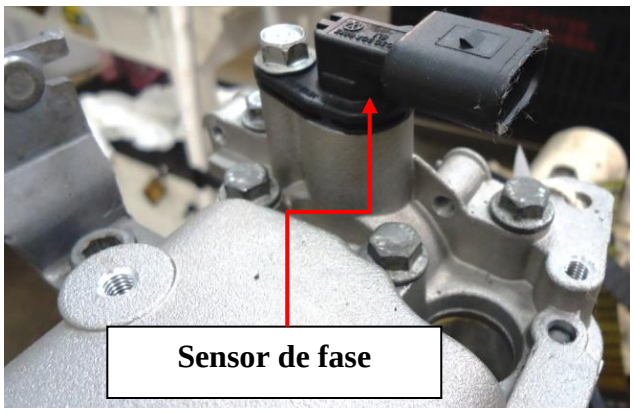


Fonte: Autor

b) sensor de fase

Para identificação do 1º cilindro durante a fase de aquisição dos dados, foi usado o sensor de fase (Tipo Hall), localizado no cabeçote e acima do comando de válvulas em sincronismo com o sensor de rotação, a Figura 5-10 apresenta a montagem.

Figura 5-10 Sensor de fase

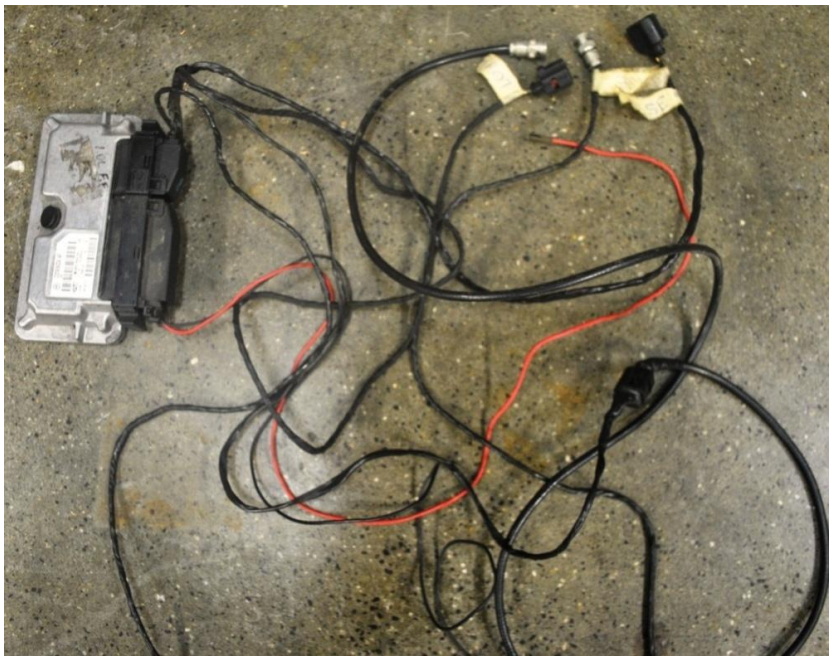


Fonte: Autor

c) central eletrônica de gerenciamento do motor (ecu)

Os sinais eletrônicos da rotação e fase são provenientes da central de gerenciamento do motor. Para aquisição, foi necessária a criação de um chicote elétrico adaptado à ECU Figura 5-11 com saídas do tipo BNC Figura 5-12 para o módulo de aquisição.

Figura 5-11 Chicote elétrico adaptado a ECU



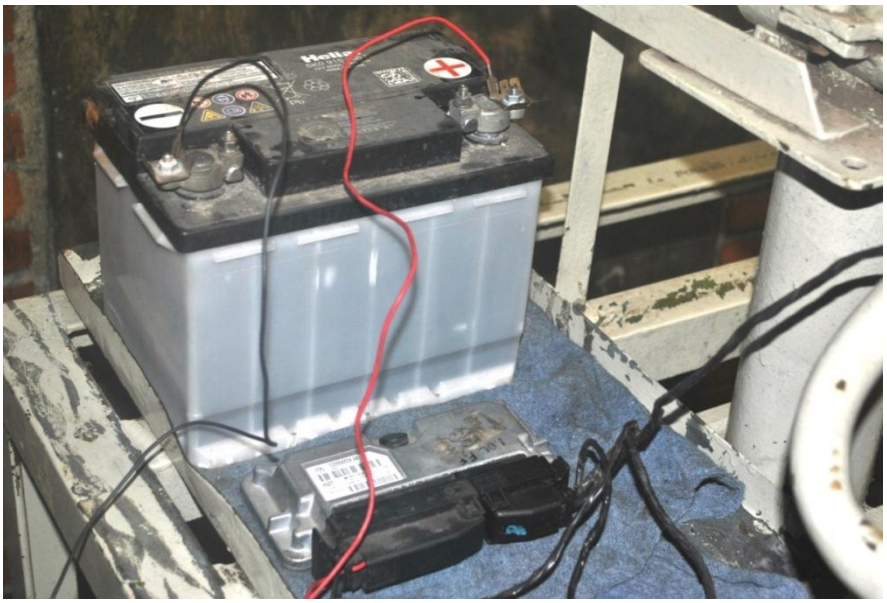
Fonte: Autor

Figura 5-12 Saída tipo BNC, sinais de rotação e fase

Fonte: Autor

A central de gerenciamento do motor, ECU, para reproduzir os sinais dos sensores, precisa ser alimentada por uma bateria elétrica 12V igual a utilizada no veículo Figura 5-13.

Figura 5-13 Alimentação elétrica da ECU



Fonte: Autor

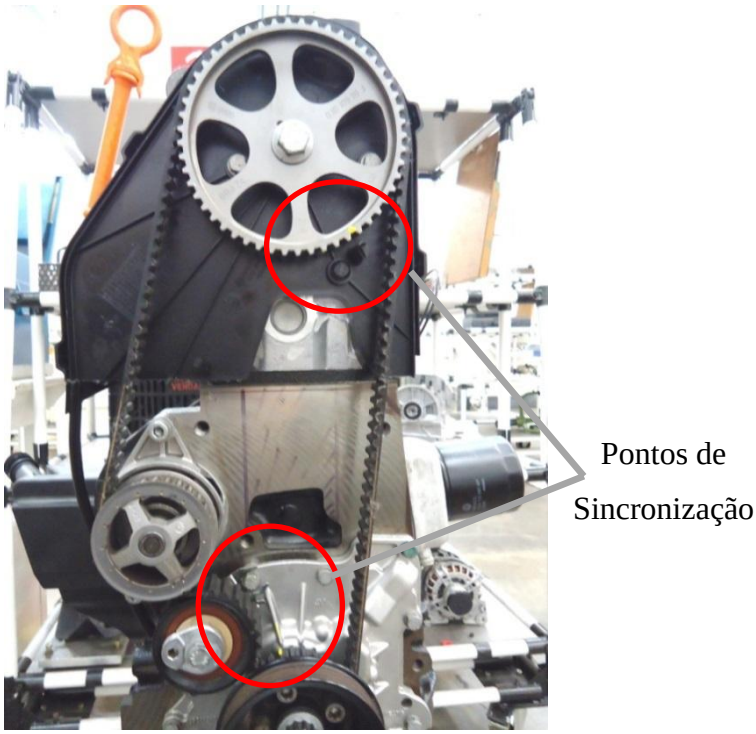
5.4 MONTAGEM DO MOTOR

Preparação final do motor e sistema de arrefecimento do óleo.

a) sincronismo do motor

O sincronismo entre eixo de manivelas (virabrequim) e comando de válvulas foi respeitado conforme projeto do motor, realizada através do sistema de correia Figura 5-14. A sincronização do sistema garante também a aquisição dos sinais do sensor de rotação e do sensor de fase.

Figura 5-14 Sistema de sincronismo do motor



Fonte: Autor

Componentes adicionais ao motor

Para a movimentação do motor foi necessário a adaptação de uma polia na ponta da árvore de manivela.

Figura 5-15 Polia adaptada ao eixo

Fonte: Autor

Foi montado, também, um radiador para troca de calor na entrada do filtro do óleo de modo a garantir a estabilidade da temperatura do óleo.

Figura 5-16 Radiador acoplado ao filtro do óleo

Fonte: Autor

6 EQUIPAMENTO UTILIZADO PARA MEDIÇÃO

Segue abaixo a especificação técnica do acelerômetro, software e método utilizado para aquisição dos sinais:

6.1 ACELERÔMETRO

Foi utilizado para medição do impacto das válvulas na sede um acelerômetro de carga tipo piezoelétrico com conector superior e fixação por prisioneiro roscado, fabricado pela Brüel&Kjaer (molelo 4382) Figura 5-2, com a seguinte especificação:

- Frequência 0.1 – 8400 Hz
- Sensibilidade 31 pC/g
- Temperatura -74º a 250ºC
- Unidirecional
- Nível de ruído residual em alcance frequência de Spectro (rms) ± 0,06m
- Nível operacional máximo (pico) 2000g
- Nível de impacto máximo (+/- pico) 5000g
- Peso 17 gramas

6.2 AQUISIÇÃO DOS SINAIS DA BANCADA EXPERIMENTAL

Foi utilizada uma placa de aquisição de dados do fabricante National Instruments do tipo NI 9234 com 4 canais de aquisições dinâmicas com entradas analógicas da série C Figura 6-1. Os quatro canais de entrada permitem a aquisição simultânea do acelerômetro, sensor de rotação e fase. Seguem abaixo as suas principais especificações:

a) resolução 24 bit;
b) taxa dinâmico 102 db;
c) 4 entradas analógicas simultâneas;
d) taxa entrada +/- 5v;
e) teds de leitura e gravação.

Figura 6-1 Equipamento aquisição NI 9234

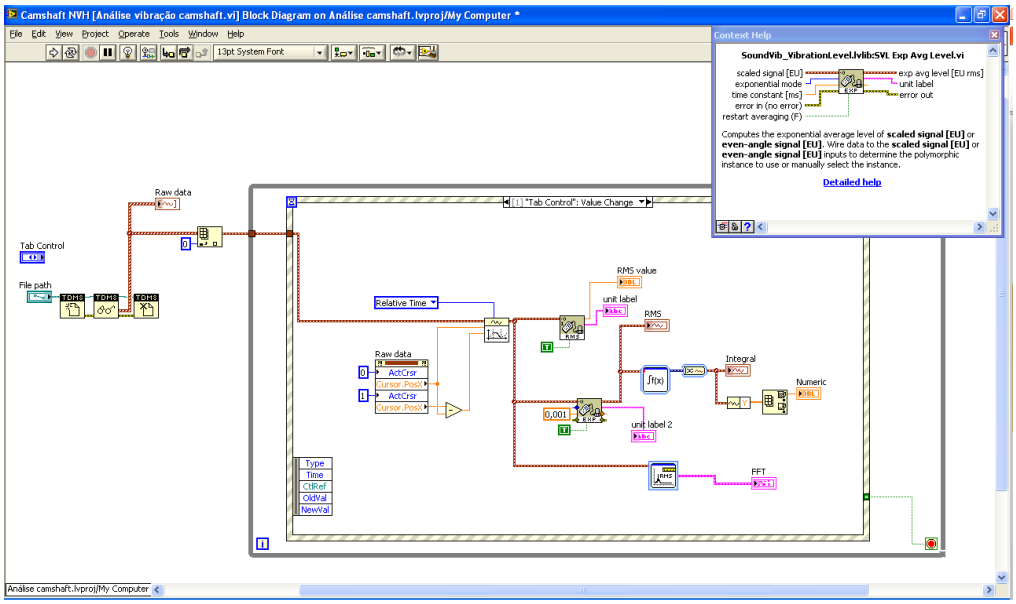
Fonte: Autor

6.3 SOFTWARE UTILIZADO E TRATAMENTO DOS SINAIS

O software utilizado para aquisição, tratamento e apresentação dos dados foi o LabVIEW da empresa National Instruments.

6.3.1 Diagrama de blocos para tratamento dos sinais LabVIEW

Figura 6-2 Diagrama de blocos LabVIEW

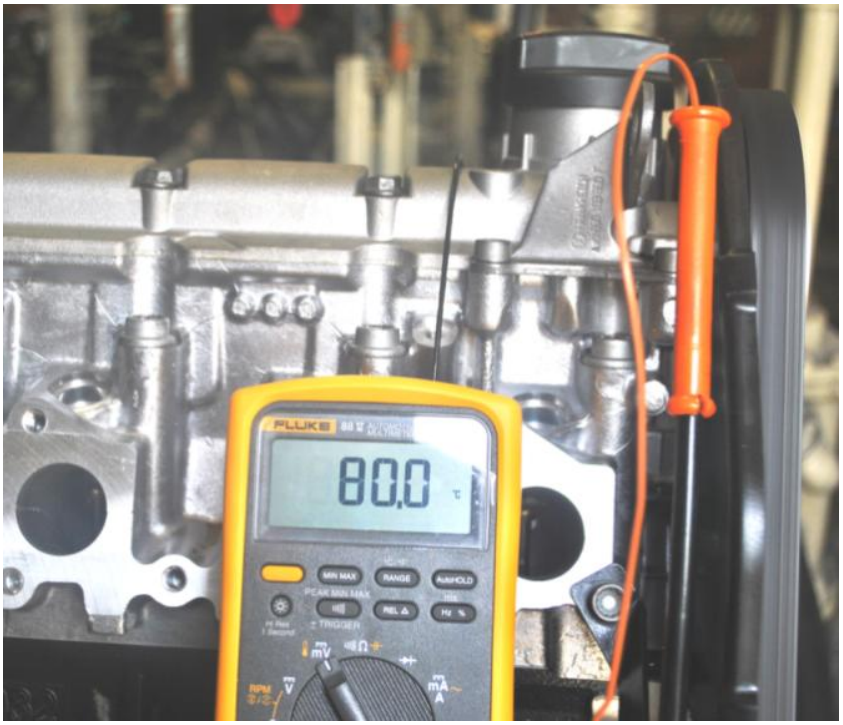


Fonte: Autor

6.4 CONTROLE DA TEMPERATURA DO ÓLEO

Foi utilizado para controle da temperatura do óleo um multímetro automotivo da empresa FLUKE com termopar inserido através da vareta de medição de verificação do nível do óleo do motor Figura 6-3.

Figura 6-3 Controle da temperatura do óleo



Fonte: Autor

6.5 CONDIÇÃO DE CONTORNO DO TESTE

a) utilização do óleo especificação: castrol, vw 502 00, api sm, sae 5w 40;
b) temperatura do óleo -80ºc +/- 5ºc;
c) temperatura do ar ambiente – aprox. 25º
d) rotações de medição -1000, 2000, 3000, 4000 rpm;
e) tempo de estabilização da rotação - 5s.
f) tempo de aquisição - 5s.

7 INTERPRETAÇÃO DOS SINAIS.

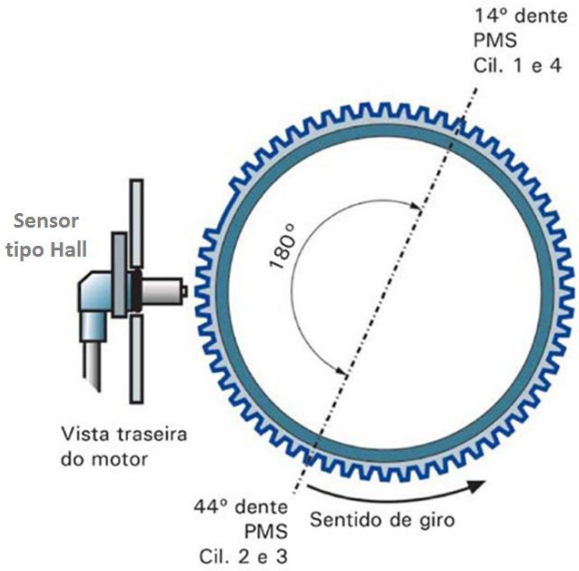
Os dados apresentados a seguir se referem aos experimentos realizados para a análise da influência do choque gerado durante o ciclo de fechamento das válvulas contra as sedes. Os valores foram obtidos com a variação da rotação de 1000 rpm até 4000 rpm, com montagem de componentes com parâmetros construtivos distintos como: comandos de válvulas com perfis dos cames diferentes, molas de válvula com cargas modificadas e pivôs hidráulicos com resposta de vazamentos diferentes.

7.1 IDENTIFICAÇÃO DOS SINAIS.

Os sensores elétricos de “fase e rotação” são utilizados como referência durante a primeira partida do motor. Eles são responsáveis por identificar o 1º cilindro e sincronizar a ordem de ignição do motor. A escolha de posicionar o acelerômetro no 1º cilindro está ligado ao fato de se poder identificar com exatidão qual válvula está realizando a fase de fechamento e provocando a vibração. O funcionamento dinâmico dos demais cilindros é idêntico ao primeiro, portanto o entendimento dos fenômenos observados pode ser estendido aos demais. A identificação exata do sincronismo dos sinais pode ser observada na Figura 7-3, onde os sinais apresentados são referentes à aquisição durante a primeira partida do motor.

O sensor de rotação está localizado na parte traseira do motor Figura 5-9. Como uma volta completa tem 360º e a roda geradora de impulsos possui 60 dentes com uma falha equivalente a um intervalo de 2 dentes, o intervalo entre cada dente possui 6º (graus). Esta falha é utilizada pela unidade de controle do motor (ECU) como referência para identificar a posição da árvore de manivelas em relação à posição de cada cilindro dentro do ciclo de quatro tempos do motor. No caso especifico, o PMS (ponto morto superior) dos cilindros 1 e 4 encontra-se no 14° dente após a falha dos 2 dentes passar pelo sensor modelo Hall, enquanto que o PMS dos cilindros 2 e 3 encontra se no 44º dente, Figura 7-1.

Figura 7-1 Posição cilindros x sensor de rotação



Fonte: Informações técnicas VW

No entanto, apenas a informação da posição da Árvore de Manivelas gerada pelo sensor de rotação pode não ser suficiente para um controle mais preciso do trabalho do motor, e para suplementar este controle, existe o Sensor de Fase.

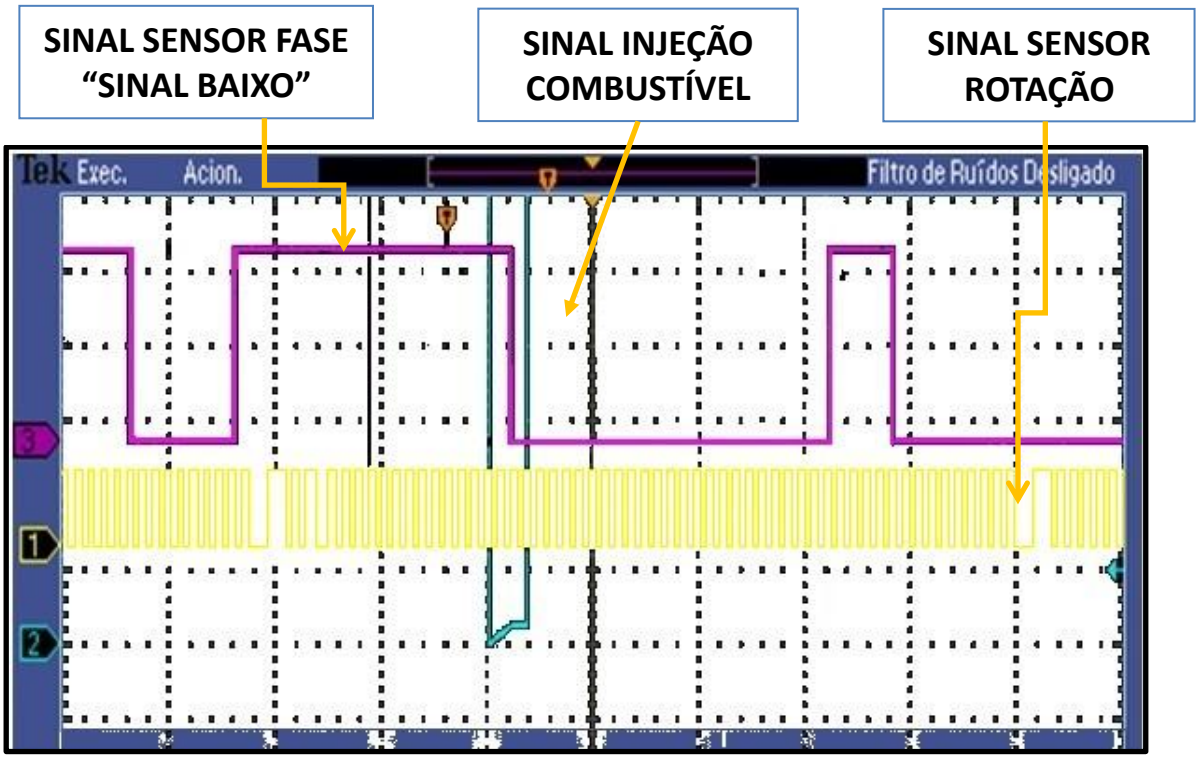
O sensor de fase também é um sensor magnético do tipo Hall e está localizado na parte superior do motor na tampa de válvulas do cabeçote. O sensor capta o sinal de uma roseta localizada no eixo comando de válvulas Figura 7-2 e informa para ECU a posição do eixo comando de válvulas. Com base em seu sinal, a ECU reconhece a fase em que se encontra cada cilindro do motor e estabelece mais precisamente a injeção sequencial de combustível.

Figura 7-2 Roseta

Fonte: Autor

7.2 IDENTIFICAÇÃO DO SINCRONISMO DOS SINAIS

Figura 7-3 Sincronia entre o sensor de rotação (amarelo), sensor de fase (roxo) e tempo de injeção de combustível (azul).



Fonte: Informações técnicas VW

Legenda:

a) amarelo – sensor de rotação
b) lilás – sensor de fase
c) azul – Tempo de Injeção de combustível

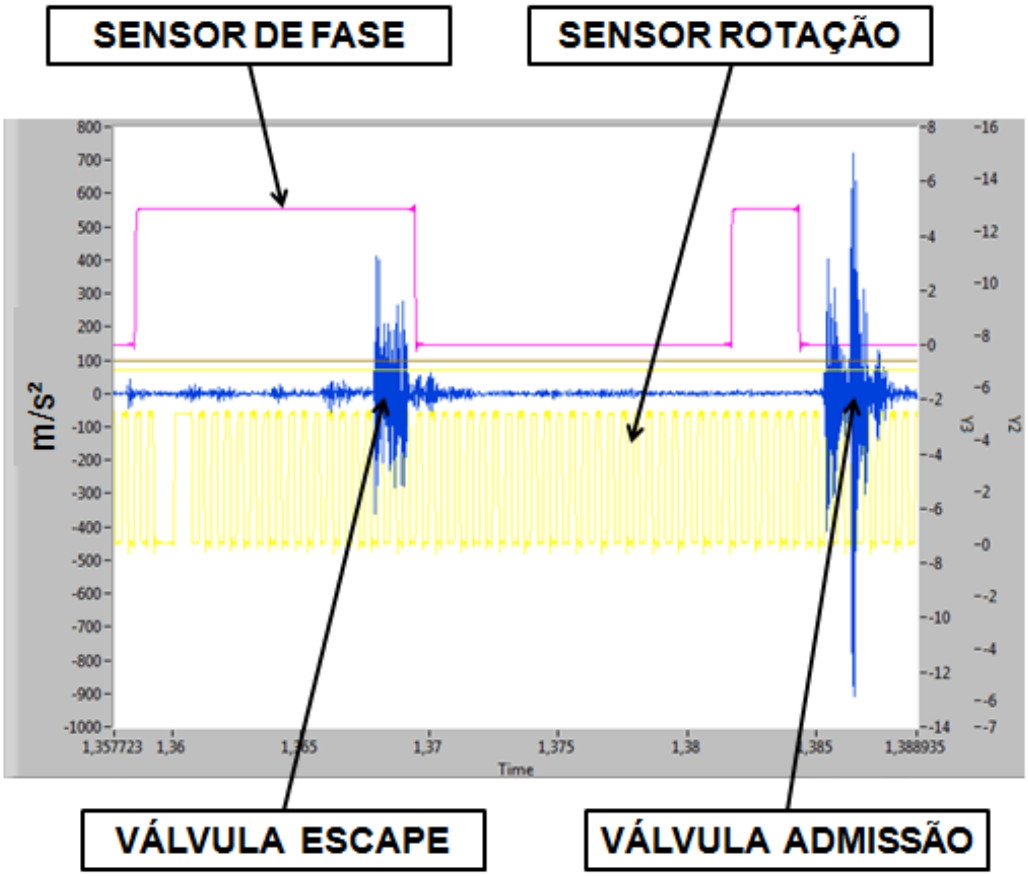
A Figura 7-3 pode ser interpretada da seguinte forma: quando a falha dos dentes do sensor de rotação (amarelo) coincidir com o sinal baixo do sensor de fase (roxo), esta sincronia garante que o evento está ocorrendo no 1º cilindro e o pistão encontra-se no ponto morto superior (PMS). Também podemos garantir a posição do pistão através do sensor Hall. O sinal em (azul) representa o início da fase de injeção de combustível, no ciclo de admissão. Essas características garantem a identificação da válvula de escape ou admissão durante o fechamento.

7.3 IDENTIFICAÇÃO DOS SINAIS DAS VÁLVULAS

Tomando-se como base as informações da Figura 7-3, a imagem abaixo representa a aquisição dos sinais provenientes da bancada experimental projetada para este trabalho.

Para identificar as válvulas que se encontram na fase de fechamento, a Figura 7-4 apresenta os sinais dos sensores de fase, rotação e o sinal do acelerômetro proveniente do impacto das válvulas contra o anel inserto de válvula. Para melhor compreensão de qual válvula está emitindo o sinal, se faz necessária a aplicação do conceito do cruzamento apresentado no capitulo 3 como sendo o momento em que a válvula de escape está em fase de fechamento e a válvula de admissão em tempo abertura realizando o ciclo de admissão do combustível vide Figura 7-3.

Figura 7-4 Identificação da válvula de admissão e escape

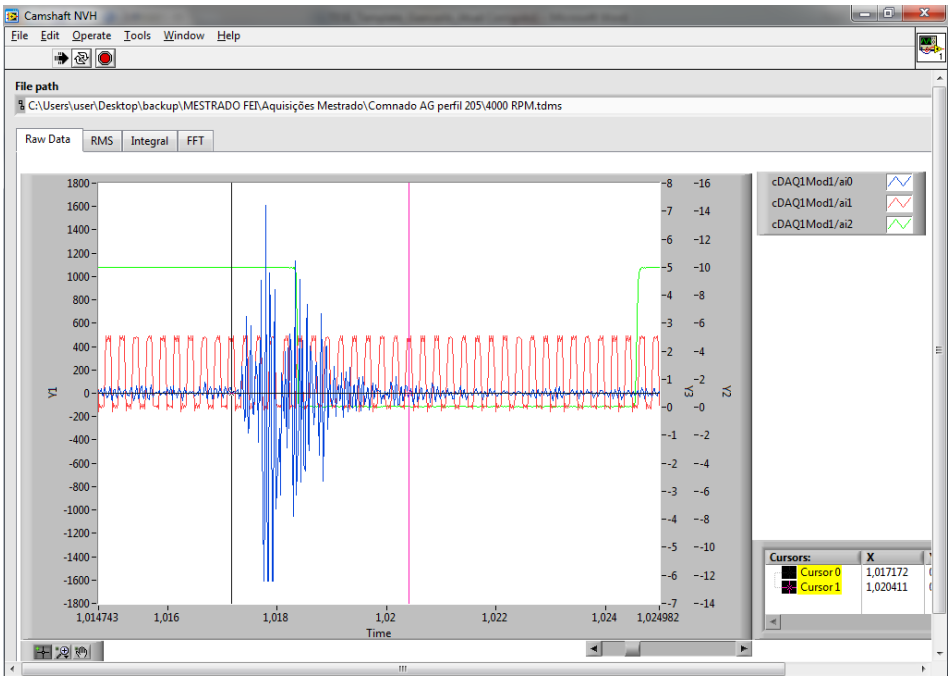


Fonte: Autor

Para identificação e estudo individual de cada válvula, foi criada uma ferramenta no programa de aquisição para selecionar o trecho de interesse. As linhas verticais nas cores

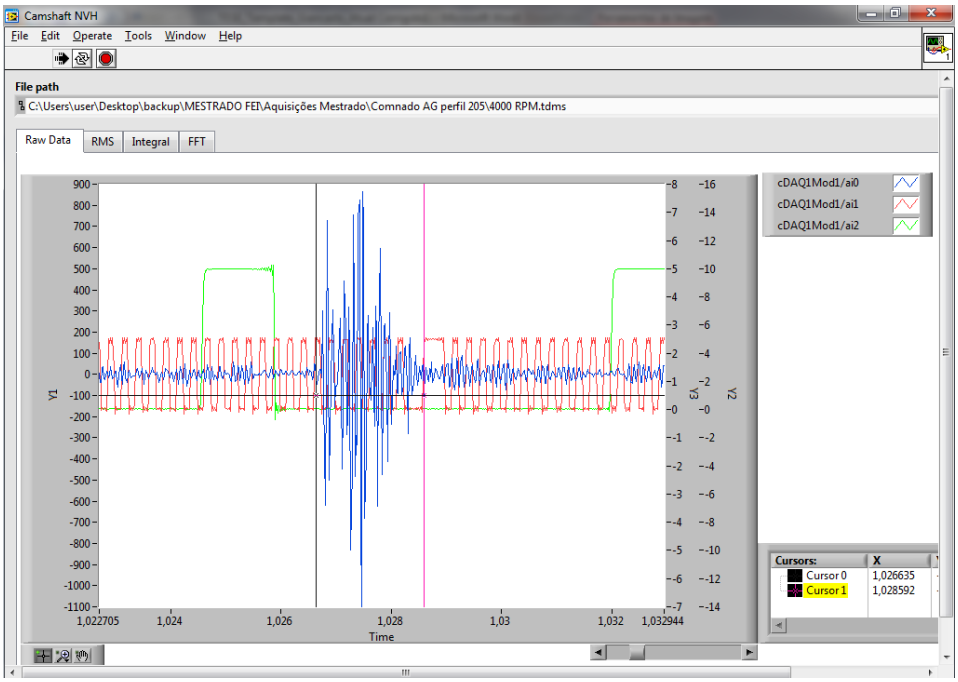
“Preta e Lilás” Figura 7-5 são responsáveis por isolar o sinal a ser estudado. Pode-se observar abaixo, o sinal gerado pela válvula de escape:

Figura 7-5 Linhas de isolamento válvula escape



Fonte: Autor

Figura 7-6 Linhas de isolamento válvula admissão

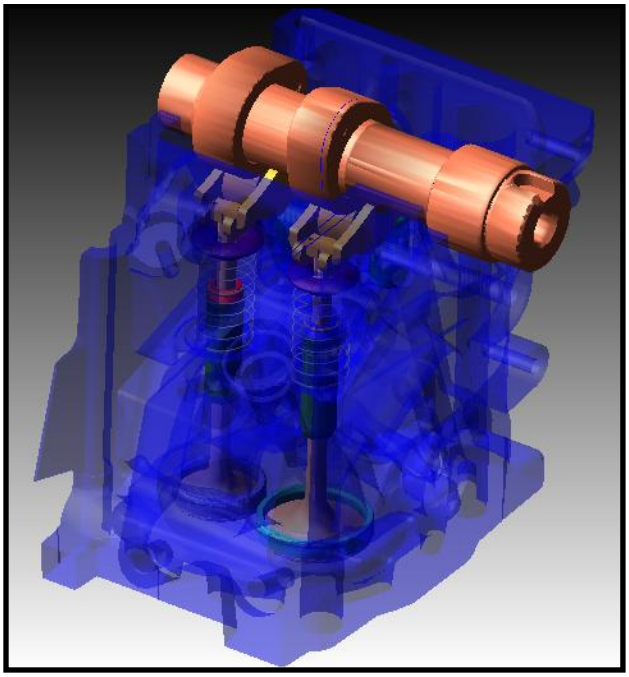


Fonte: Autor

8 SIMULAÇÃO MODELO MATEMÁTICO ADAMS

A criação do modelo matemático foi de fundamental importância para obtenção dos valores de energia dissipada entre as válvulas e os anéis inserto de válvula.

Figura 8-1 Imagem do modelo matemático (Adams), 1º cilindro.



Fonte: Autor

O modelo matemático não tem como objetivo a certificação da bancada experimental, mas sim complementar os resultados com a grandeza física do valor deste impacto provocado pelos componentes em estudo.

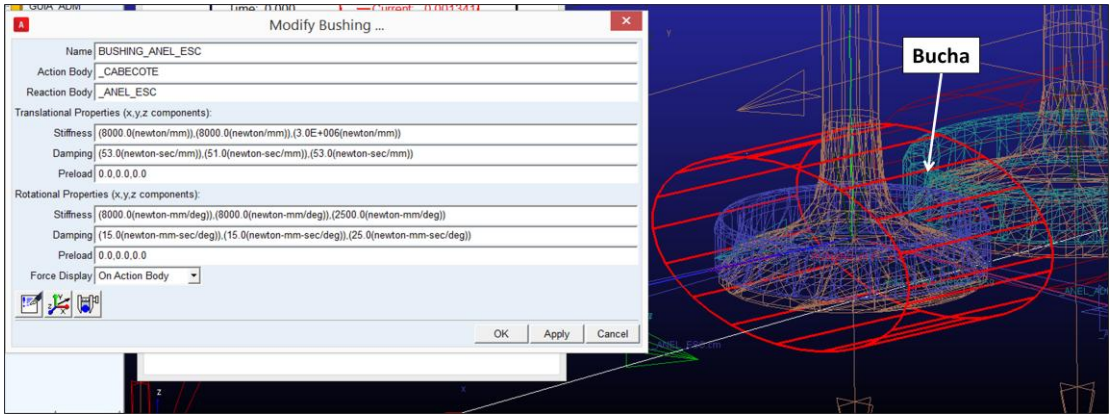
Os valores dinâmicos obtidos através da bancada experimental, foram utilizados na construção do modelo matemático, tendo como premissas as seguintes condições:

a) representação dos valores experimentais de aceleração e rms;
b) o conjunto trem de válvulas (cabeçote) fixo ao bloco do motor;
c) o conjunto válvulas e anéis insertos de válvula representados com a função de buchas;
d) bloco do motor com os demais componentes montados;
e) o conjunto motor encontra-se ancorado em um cavalete previamente adaptado;
f) todas as vibrações geradas pelos itens “d” e “e” acima citado, não foram modeladas devido a sua complexidade e dificuldade de simulação numérica, os valores de

aceleração e RMS experimental já contemplam as vibrações provocadas por estes componentes.

O cabeçote fixo e buchas (com rigidez e amortecimento) entre anel e o cabeçote, os valores das buchas foram ajustados conforme os valores experimentais. A partir desse modelo, com os valores de aceleração e RMS convergentes entre o teste experimental e o numérico obtive os valores de energia dissipada pelas válvulas de admissão e escape, vide figura abaixo.

Figura 8-2- Representação do ajuste da bucha no modelo matemático

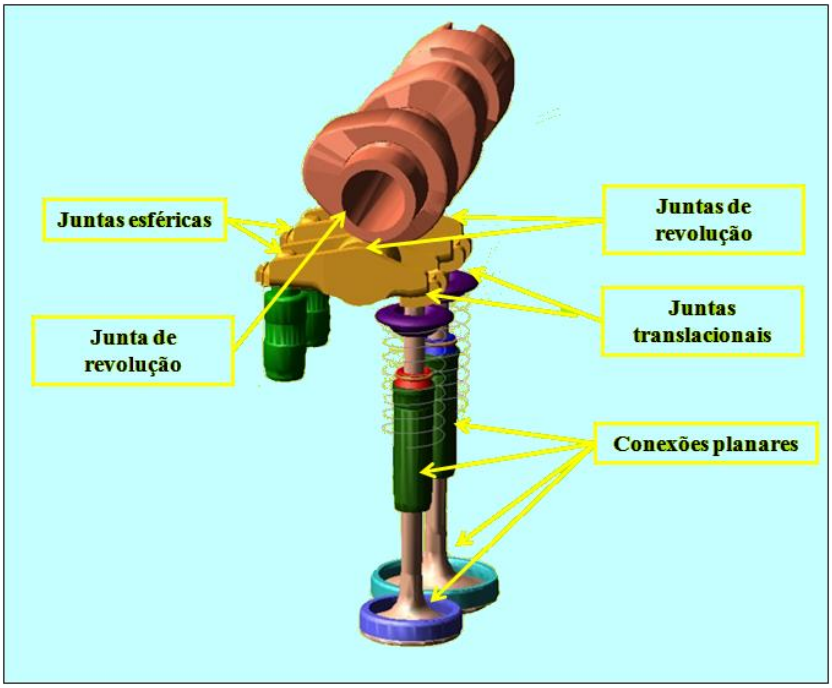


Fonte: Autor

Utilização das geometrias CAD dos componentes para a criação de um modelo matemático não linear de multicorpos onde foram aplicados:

a) 20 componentes;
b) 25 Graus de liberdade;
c) 04 conexões planares, (2 GL. por junta);
d) 03 juntas de revoluções, (1 GL. por junta);
e) 02 juntas esféricas, (6 GL. por junta);
f) 02 juntas translacionais, (1 GL. por junta);
g) 11 juntas de fixação; (0GL. por junta);
h) 01 motion de velocidade angular.

Figura 8-3 - Juntas e conexões ADAMS



Fonte: Autor

8.1 DADOS DE ENTRADA

Baseado em dados de uma montagem testada experimentalmente de um trem de válvulas com seus agregados. Foram utilizadas as geometrias CAD de cada componente do cabeçote para a criação de um modelo matemático não linear de multicorpos, onde foram aplicados:

a) inércia de cada componente;
b) rigidez das molas;
c) forças de contato e atrito do anel inserto de válvula x válvulas de admissão e escape;
d) forças de contato e atrito entre cames x balancins;
e) velocidade angular do comando de válvulas para cada rotação;
f) valores obtidos dos acelerômetros;
g) atritos estático e dinâmico entre todos os componentes em contato;
h) aplicação das conexões pertinentes a cada par;
i) gravidade em z= -9810 mm/s²

Segue abaixo os valores aplicados ao modelo matemático para simulação do sistema trem de válvulas em condições de rotação que variaram de 1000 até 4000 rpm:

a) comando de válvulas com perfil de came “205”;
b) pivô hidráulico “tipo 1”;
c) mola de válvula “maior carga”.

Válvula de Admissão

a) rigidez: 8,14. 10 n/mm;
b) densidade: 7,85 g/cm³;
c) modulo elasticidade: 150.000 mpa;
d) poisson: 0,3;
e) modelo matemático 3D.

Válvula de Escape

a) rigidez: 7,87. 10 n/mm
b) densidade: 7,85 g/cm³
c) modulo elasticidade: 150.000 mpa
d) poisson: 0,3;
e) modelo matemático 3D.

Sede de Válvulas

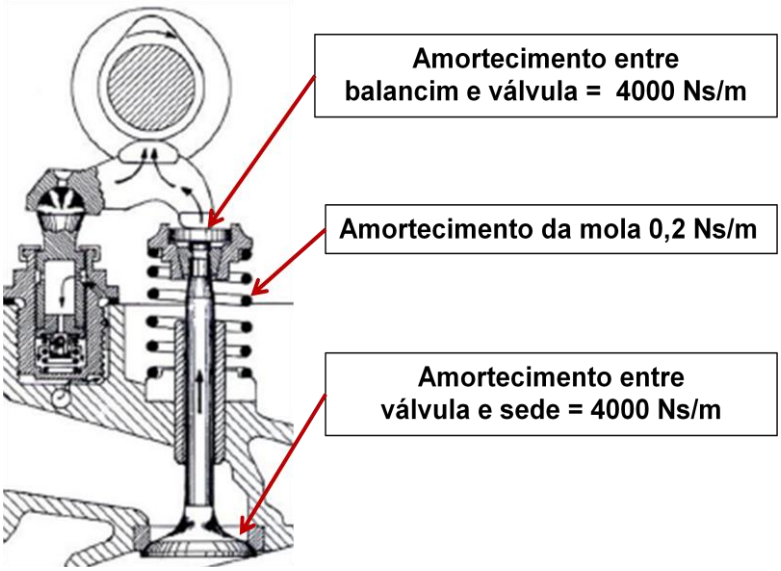
a) rigidez: 2 .10^4 n/mm
b) densidade: 7,6 g/cm³
c) modulo elasticidade: 150.000 mpa
d) poisson: 0,3;
e) modelo matemático 3D.

Mola de Válvula

a) rigidez: 38,95 n/mm;
b) modelo matemático 3d.

A Figura 8-4 apresenta os valores de amortecimento entre os contatos mecânicos que foram utilizados na simulação, as grandezas abaixo informadas, foram fornecidas pelo departamento de Engenharia do Produto da empresa produtora do motor.

Figura 8-4 Dados de entrada para simulação Adams



Fonte: Informações técnicas VW

9 OBTENÇÃO DOS VALORES DA ENERGIA

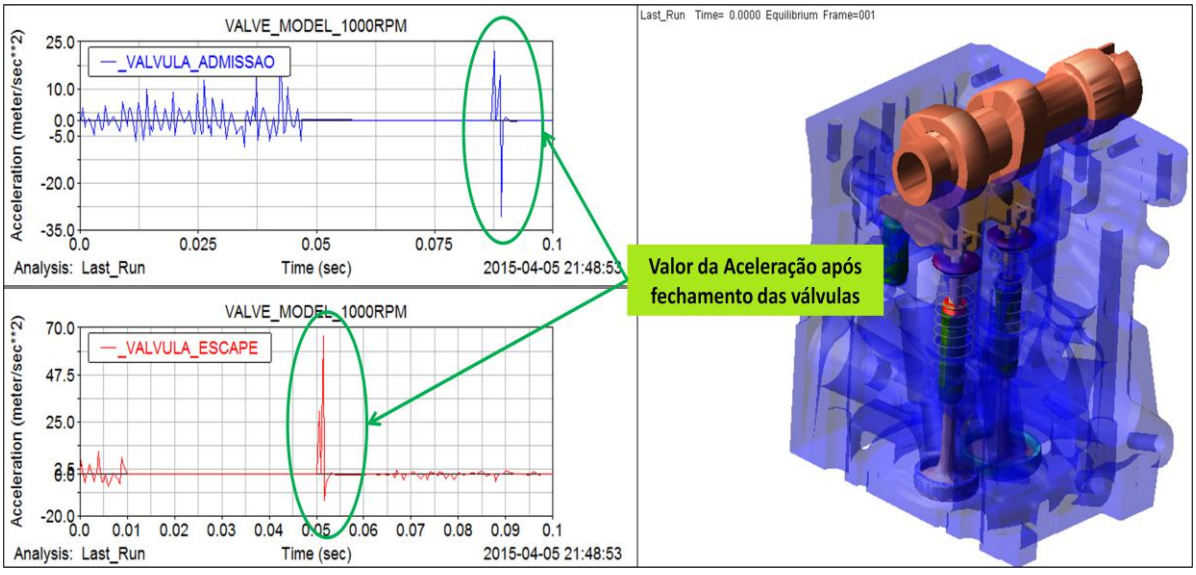
Este capítulo apresenta os valores das simulações numéricas através do software ADAMS baseado nos resultados das medições da bancada experimental onde as convergências dos valores possibilitaram a obtenção dos valores de energia gerada pelo impacto das válvulas contra a sede de válvulas.

Os dados e gráficos apresentados a seguir, abordam primeiramente o aspecto experimental, levando-se em consideração os valores de aceleração e RMS, sendo complementado com o valor da energia simulado através do modelo matemático.

A Figura 9-1 apresenta a simulação numérica do trem de válvulas com rotação de 1000 rpm com tempo de aquisição de 1s, também é possível observar o momento exato em que as válvulas de admissão e escape se colidem contra as respectivas sedes de válvulas, provocando a vibração que é captada pelo acelerômetro "virtual".

As figuras (9.4, 9.6, 9.10, 9.12, 9.16, 9.18, 9.22 e 9.24) representam os valores de aceleração (m/s²) e os valores RMS em (g) referentes à simulação numérica, a partir desses resultados caracterizar a grandeza física de energia atribuída aos impactos.

Figura 9-1 - Valores numéricos de aceleração



Fonte: Autor

9.1 COMPONENTES DO TREM DE VÁLVULA ENVOLVIDOS NO TRABALHO.

a) Comando de válvulas com perfil de came “205”;
b) Comando de válvulas com perfil de came “197”;
c) Pivô hidráulico “Tipo 1”;
d) Pivô hidráulico “Tipo 2”;
e) Mola de válvula “maior carga”;
f) Mola de válvula “menor carga”.

9.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS

Os dados apresentados na sequência são resultados obtidos através da bancada experimental e da simulação através do software ADAMS. As medições foram realizada nas rotações de 1000, 2000, 3000 e 4000 rpm.

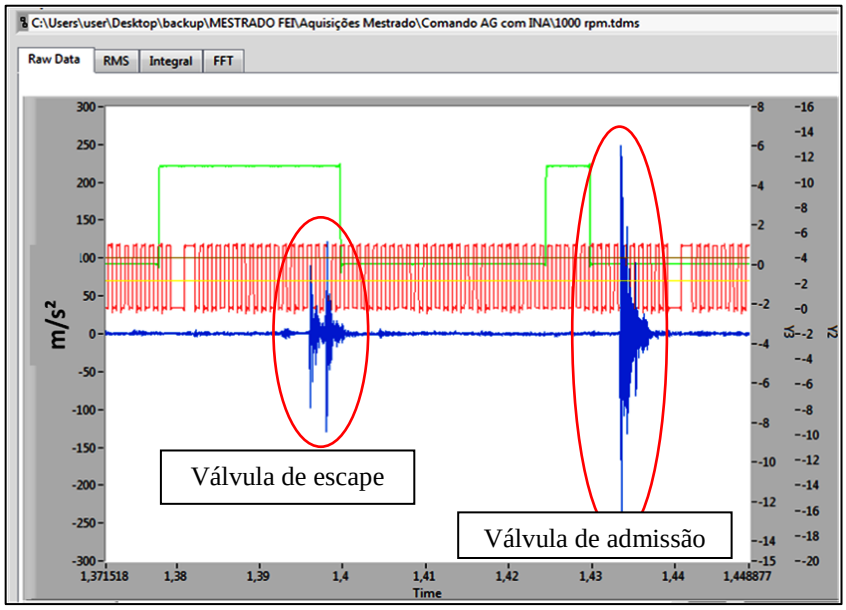
A configuração do trem de válvulas utilizado para a criação do modelo de simulação no ADAMS bem como os componentes utilizados na bancada de testes experimentais, contém a seguinte configuração:

a) comando de válvula: perfil de came “205”;
b) pivô hidráulico: “tipo 1”;
c) mola de válvula: “maior carga”.

9.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 1000 RPM

A Figura 9-2 apresenta os sinais de vibração do impacto das válvulas de escape e respectivamente de admissão contra a sede de válvula. O trecho representado mostra um evento de abertura e fechamento das válvulas, referente à rotação de 1000 rpm, com tempo de aquisição de aproximadamente 0,077 segundos.

Figura 9-2 Sinal do acelerômetro válvulas de admissão e escape (1000 RPM)

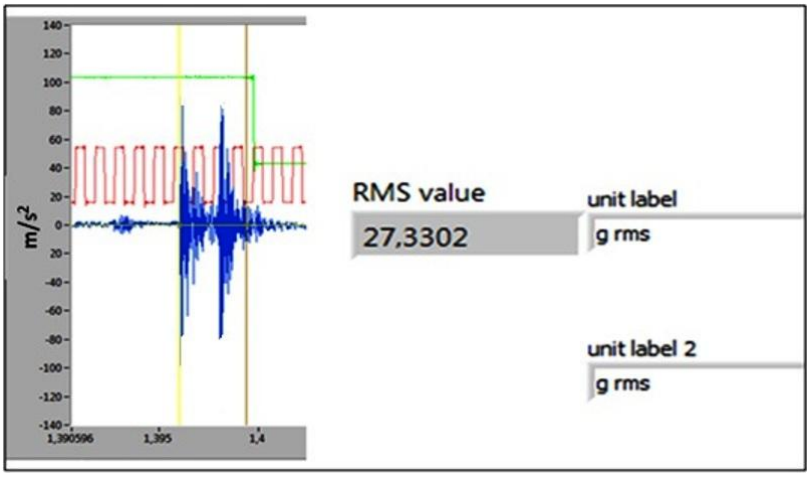


Fonte: Autor

A Figura 9-3 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de escape. A aceleração provocada pela batida da válvula encontra-se na ordem de 75 m/s² e após aplicação da função RMS (root means square) ao trecho, foi obtido o valor de 27,33 g.

O método RMS aplicado no trecho selecionado tem por objetivo avaliar o sinal da vibração provocado pelo impacto na área delimitada pelas linhas amarela e marrom, conforme mostrado na figura abaixo. Os valores de RMS e aceleração são os pontos de convergência entre o modelo matemático e a bancada experimental.

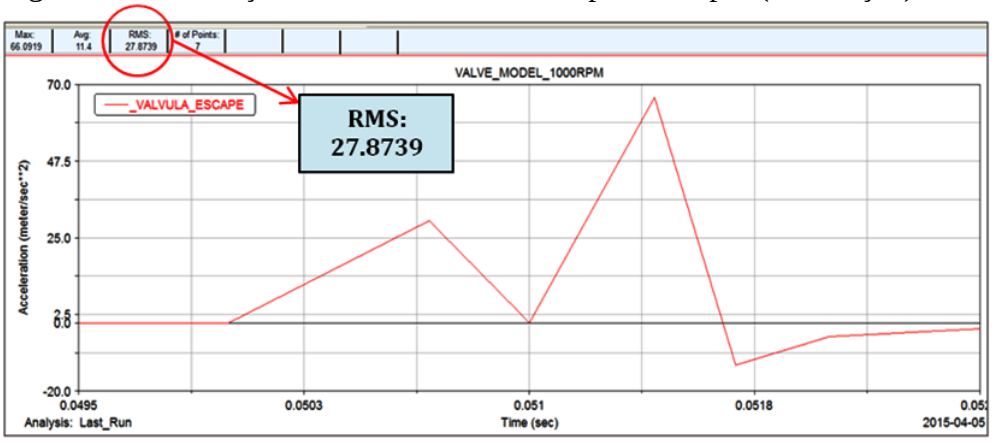
Figura 9-3 Aceleração e RMS válvula de escape 1000 rpm(aquisição)



Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-4 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de escape. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram da ordem de 70 m/s² e 27,87 g. Em comparação com os valores experimentais, pode-se verificar um grau de convergência elevado.

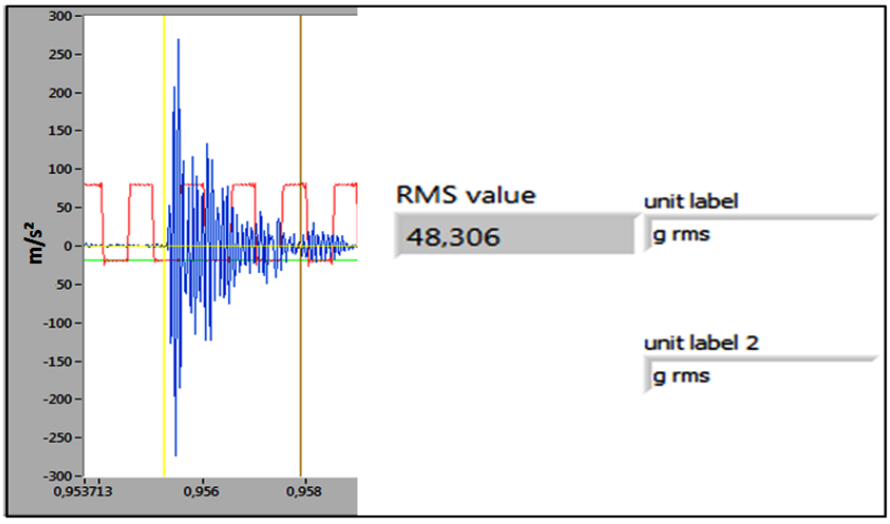
Figura 9-4 Aceleração e RMS válvula de escape 1000 rpm (Simulação)



Fonte: Autor

A Figura 9-5 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de admissão, onde o valor da aceleração provocado pela batida atinge valores da ordem de 220 m/s². Após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 48,31 g.

Figura 9-5 Aceleração e RMS válvula de admissão 1000 rpm (aquisição)

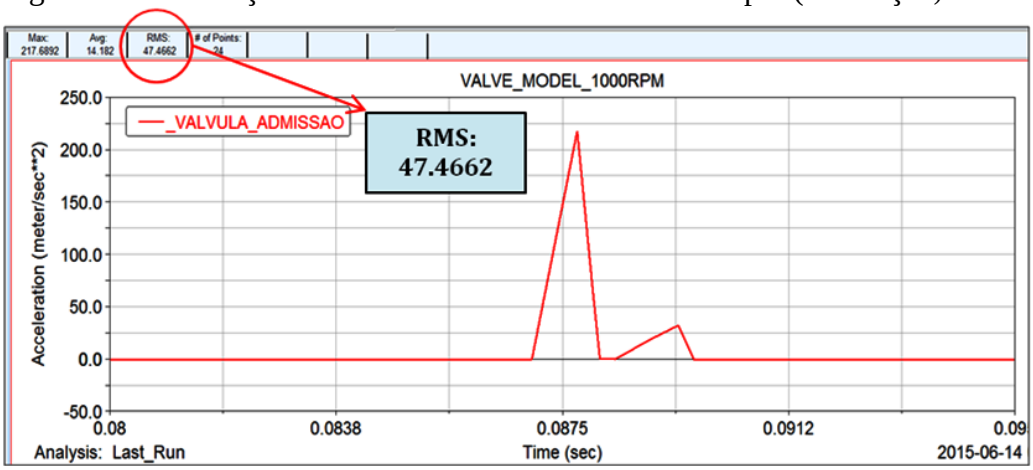


Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-6 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de admissão. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram da

ordem de 225 m/s² e 47,47 g. Em comparação com os valores experimentais, verificar-se também um grau de convergência elevado.

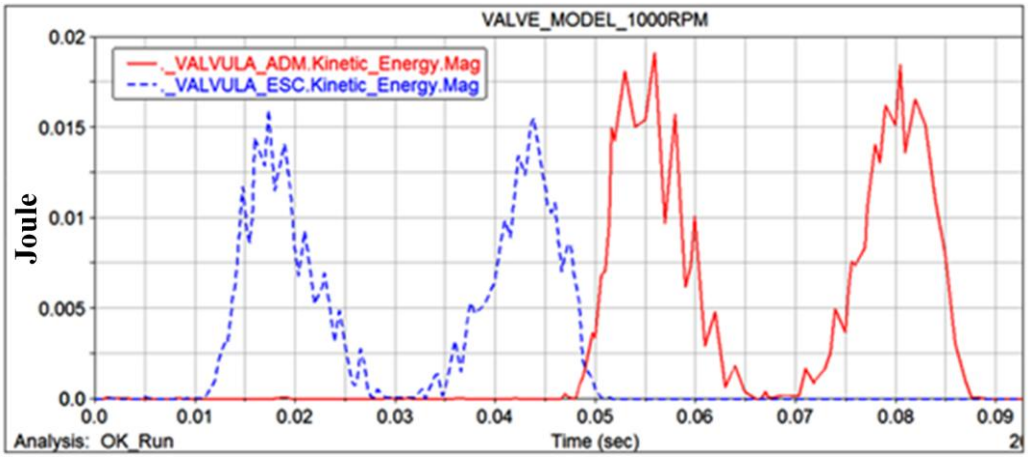
Figura 9-6 Aceleração e RMS válvula de admissão 1000 rpm (simulação)



Fonte: Autor

O gráfico abaixo representa a energia cinética gerada pelo impacto das válvulas admissão e escape no instante do fechamento contra a sede de válvulas a uma rotação de 1000 rpm, sendo o valor de 0,017 J para a válvula de escape e 0,019 J para admissão. Lembrando que a configuração utilizada para ambas as válvulas contém molas, pivôs hidráulicos e perfis dos cames iguais, os diferentes valores de energia podem ser atribuídas ao fato da válvula de admissão apresentar a cabeça com maior diâmetro, e em consequência, maior massa.

Figura 9-7 Energia cinética válvula de admissão e escape

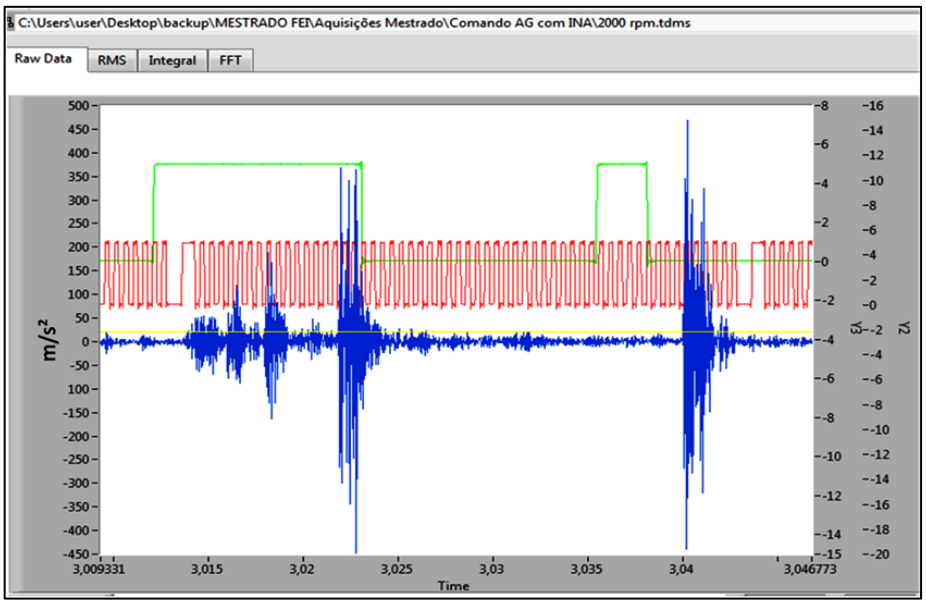


Fonte: Autor

9.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 2000 RPM

A Figura 9-8 apresenta os sinais de vibração do impacto das válvulas de admissão e escape contra a sede de válvula. O trecho representado mostra um evento de abertura e fechamento das válvulas, referente à rotação de 2000 rpm, com tempo de aquisição de aproximadamente 0,039 segundos.

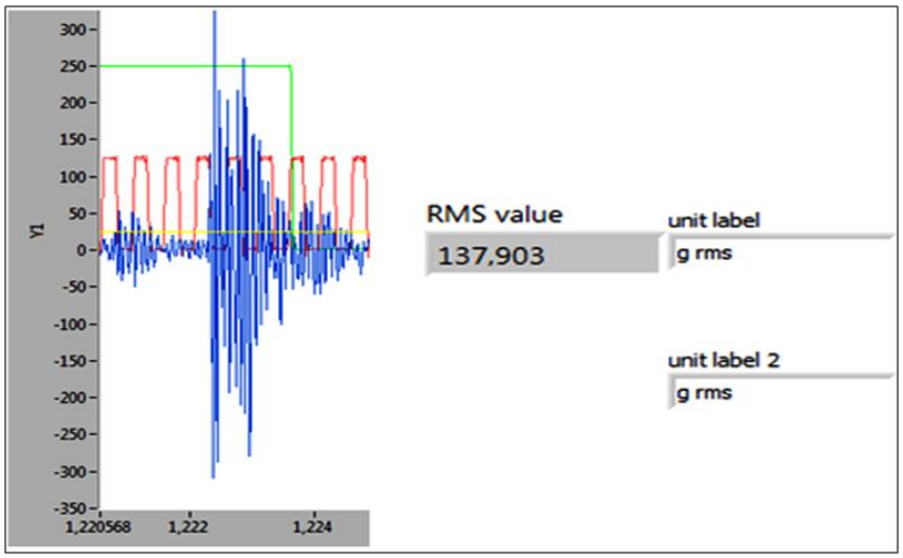
Figura 9-8 Sinal do acelerômetro válvulas de admissão e escape (2000 RPM)



Fonte: Autor

A Figura 9-9 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de escape. A aceleração provocada pela batida atinge valores da ordem de 370 m/s². Após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 137,90 g.

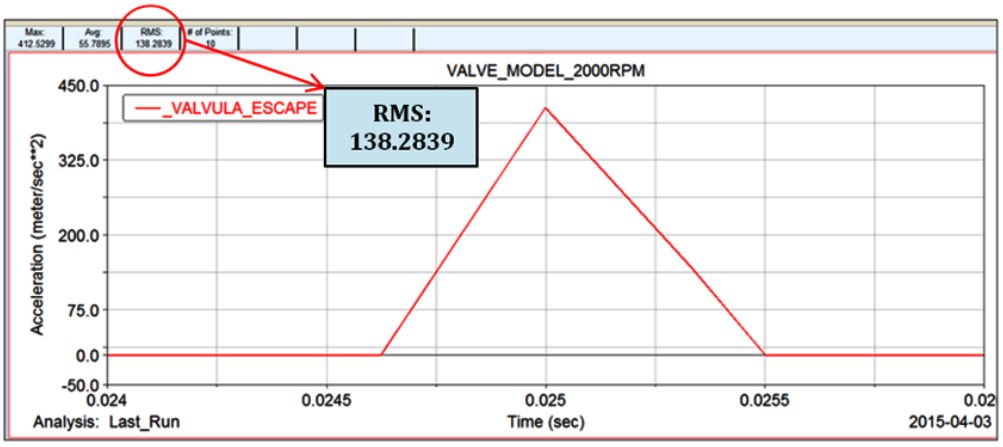
Figura 9-9 Aceleração e RMS válvula de escape 2000 rpm (aquisição)



Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-10 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de escape. Os valores apresentados de aceleração e RMS respectivamente são da ordem de 225 m/s² e 47,47 g. Em comparação com os valores experimentais, pode-se verificar também um grau de convergência elevado.

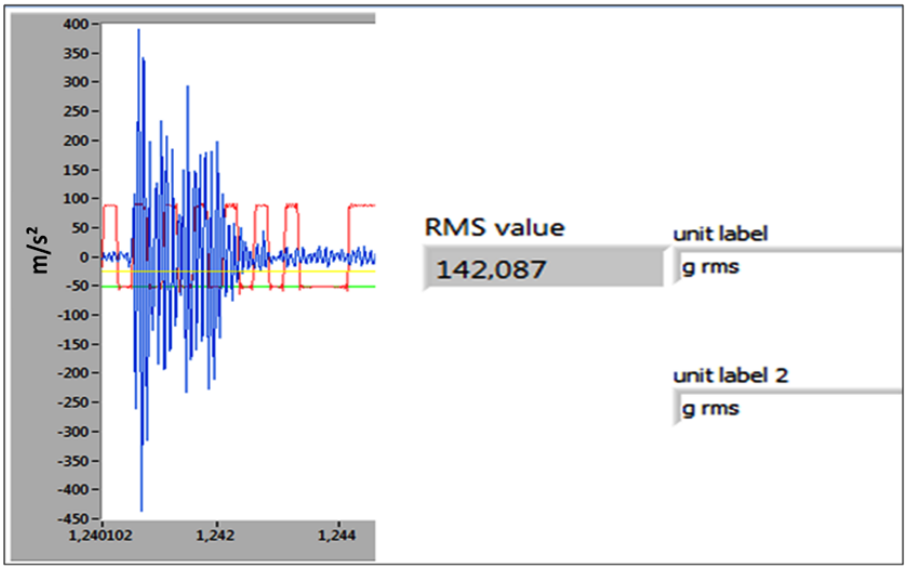
Figura 9-10 Aceleração e RMS válvula de escape 2000 rpm (Simulação)



Fonte: Autor

A Figura 9-11 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de admissão, onde o valor da aceleração provocado pela batida atinge valores da ordem de 430 m/s². Após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 142,09 g.

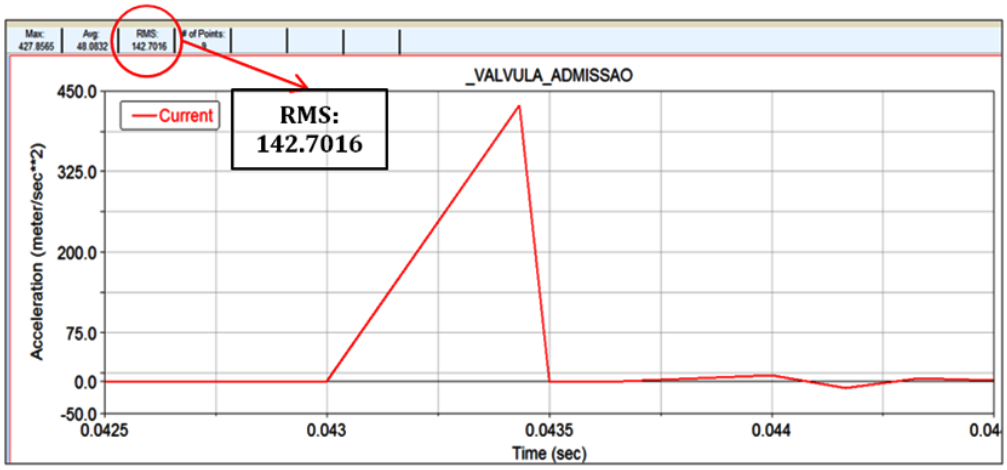
Figura 9-11 Aceleração e RMS válvula de admissão 2000 rpm (aquisição)



Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-16 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de admissão. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram da ordem de 440 m/s² e 142,70 g. Em comparação com os valores experimentais, verificar-se também um grau de convergência elevado.

Figura 9-12 Aceleração e RMS válvula de admissão 2000 rpm (Simulação)

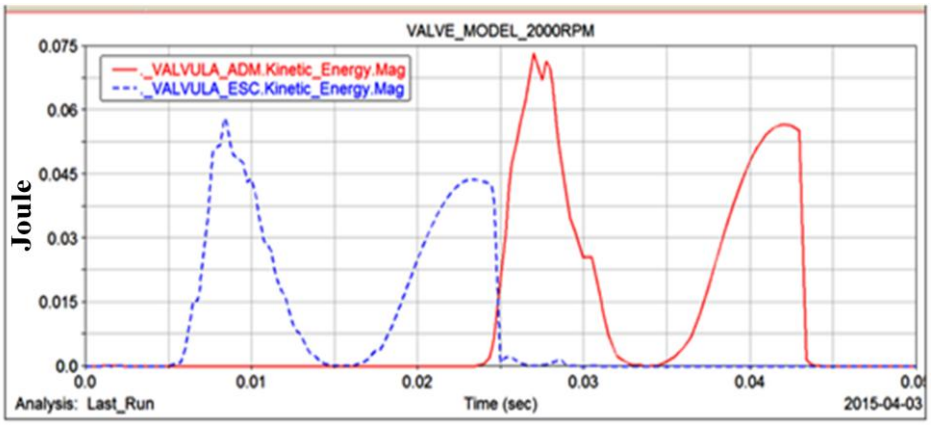


Fonte: Autor

O gráfico abaixo representa a energia cinética gerada pelo impacto das válvulas admissão e escape no instante do fechamento contra a sede de válvulas a uma rotação de 2000 rpm, sendo o valor de 0,058 J para a válvula de escape e 0,074 J para admissão. Lembrando que a configuração utilizada para ambas as válvulas contém molas, pivôs hidráulicos e perfis

dos cames iguais, os diferentes valores de energia podem ser atribuídas ao fato da válvula de admissão apresentar a cabeça com maior diâmetro, e em consequência, maior massa.

Figura 9-13 Energia cinética válvula de admissão e escape

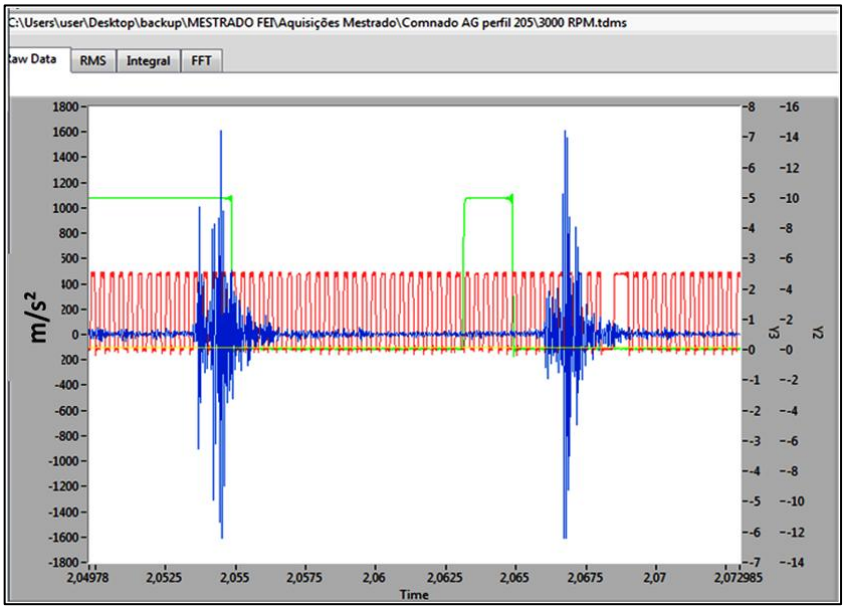


Fonte: Autor

9.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 3000 RPM

A Figura 9-14 apresenta os sinais de vibração do impacto das válvulas de admissão e escape contra a sede de válvula. O trecho representado mostra um evento de abertura e fechamento das válvulas, referente à rotação de 3000 rpm, com tempo de aquisição de aproximadamente 0,023 segundos.

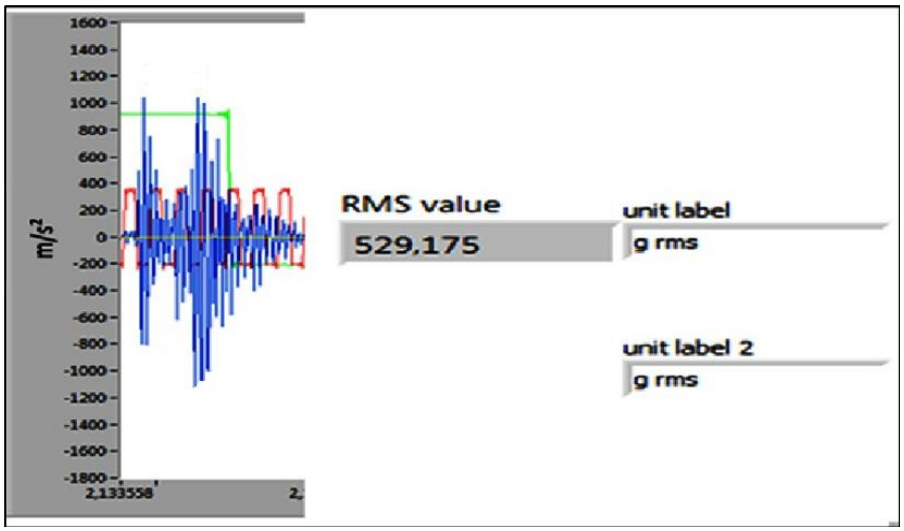
Figura 9-14 Sinal do acelerômetro válvulas de admissão e escape (3000 RPM)



Fonte: Autor

A Figura 9-15 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de escape. A aceleração provocada pela batida da válvula encontra-se na ordem de 1000 m/s² e após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 529,18 g.

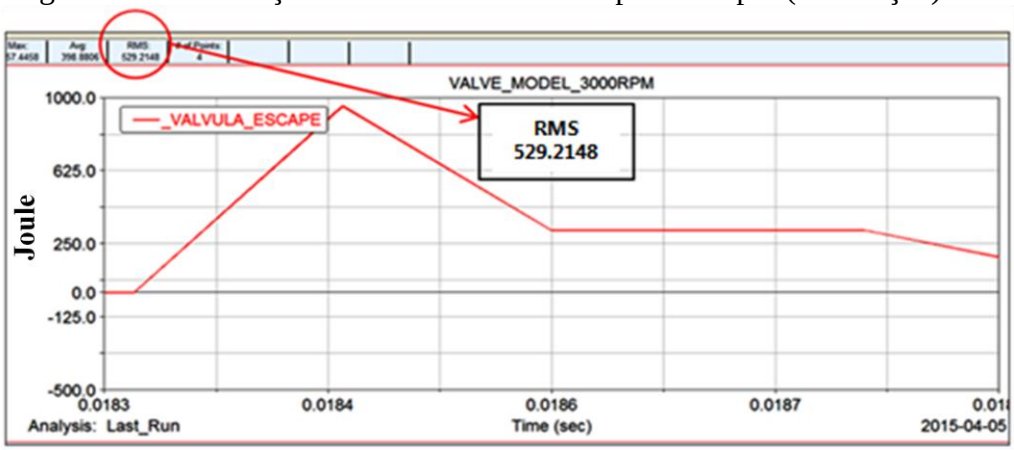
Figura 9-15 Aceleração e RMS válvula de escape 3000 rpm (aquisição)



Fonte: Autor

A condição apresentado na Figura 9-16 refere-se à simulação numérica da válvula de escape. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram na ordem de 900 m/s² e 529,22 g. Em comparação com os valores experimentais, pode-se verificar também um grau de convergência elevado.

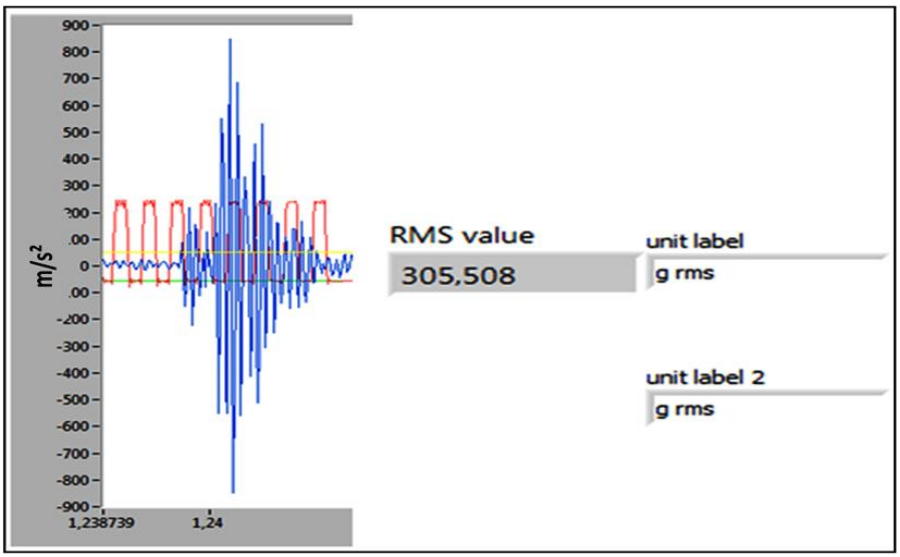
Figura 9-16 Aceleração e RMS válvula de escape 3000 rpm (Simulação)



Fonte: Autor

A Figura 9-17 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de admissão, onde o valor da aceleração provocado pela batida atinge valores da ordem de 850 m/s². Após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 305,50 g.

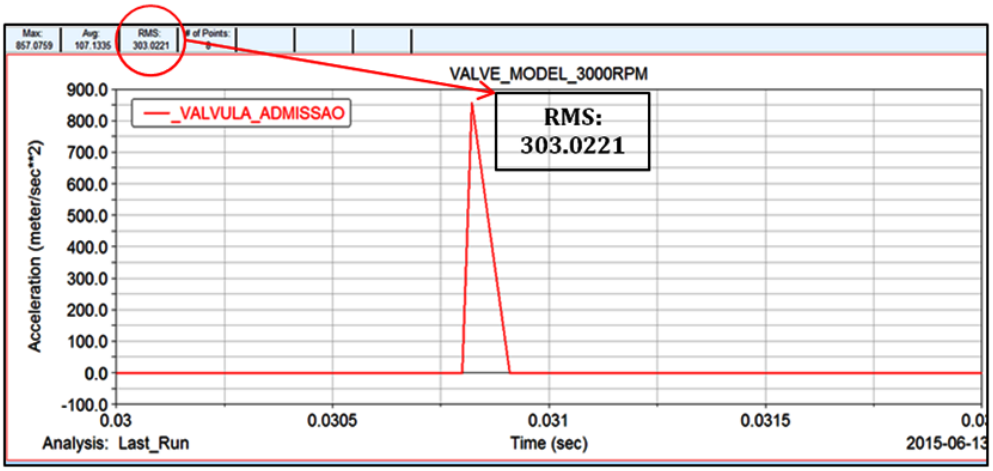
Figura 9-17 Aceleração e RMS válvula de admissão 3000 rpm (aquisição)



Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-18 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de admissão. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram da ordem de 850 m/s² e 303,02 g. Em comparação com os valores experimentais, verificar-se também um grau de convergência elevado.

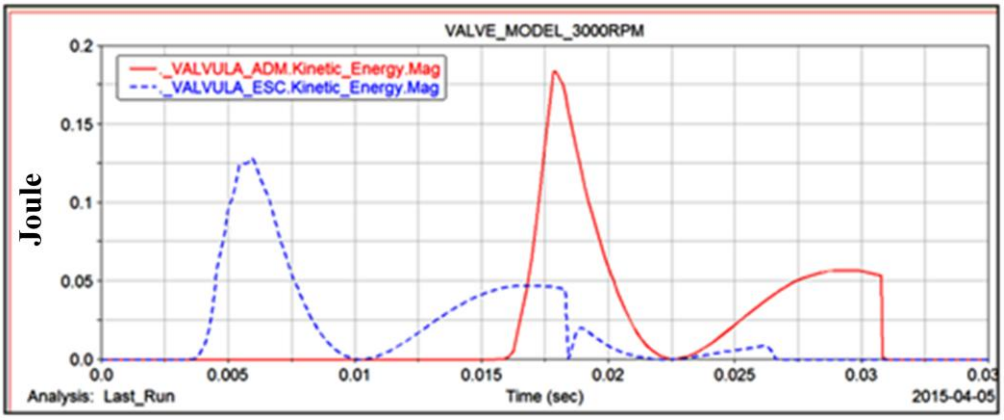
Figura 9-18 Aceleração e RMS válvula de admissão 3000 rpm (Simulação)



Fonte: Autor

O gráfico abaixo representa a energia cinética gerada pelo impacto das válvulas admissão e escape no instante do fechamento contra a sede de válvulas a uma rotação de 3000 rpm, sendo o valor de 0,13 J para a válvula de escape e 0,17 J para admissão. Lembrando que a configuração utilizada para ambas as válvulas contém molas, pivôs hidráulicos e perfis dos cames iguais, os diferentes valores de energia podem ser atribuídas à válvula de admissão apresentar a cabeça com maior diâmetro e, em consequência, maior massa.

Figura 9-19 Energia cinética válvula de admissão e escape

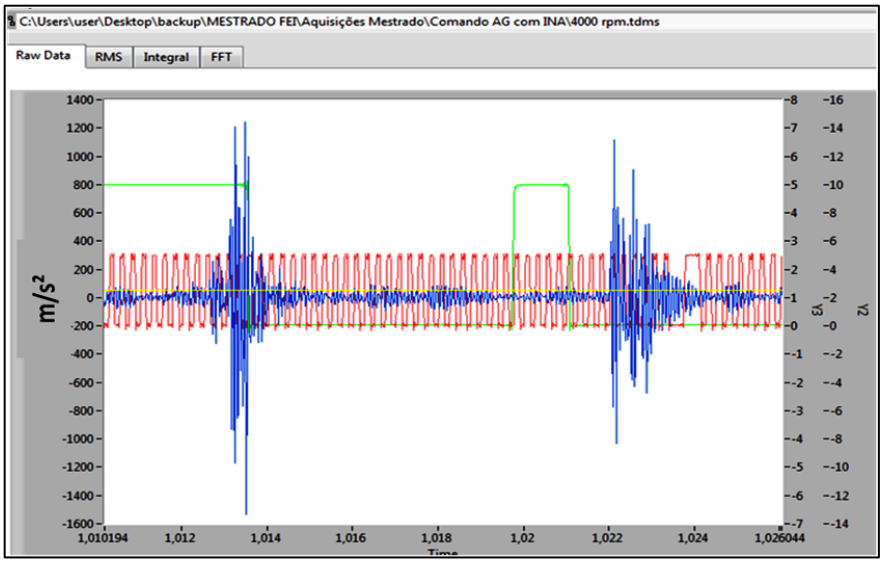


Fonte: Autor

9.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E MATEMÁTICOS 4000 RPM

A Figura 9-20 apresenta os sinais de vibração do impacto das válvulas de admissão e escape contra a sede de válvula. O trecho representado mostra um evento de abertura e fechamento das válvulas, referente à rotação de 4000 rpm, com tempo de aquisição de aproximadamente 0,016 segundos.

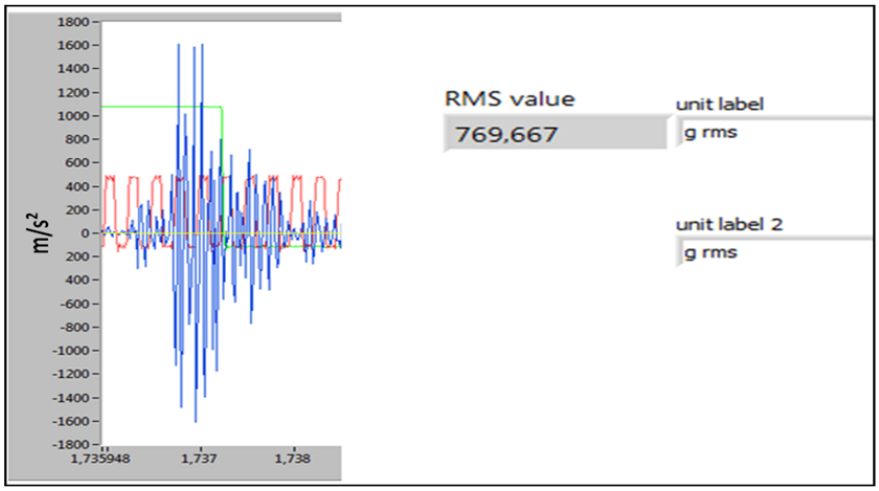
Figura 9-20 Sinal do acelerômetro válvulas admissão e escape (4000 RPM)



Fonte: Autor

A Figura 9-21 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de escape. A aceleração provocada pela batida atinge valores da ordem de 1600 m/s². Após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 769,67 g.

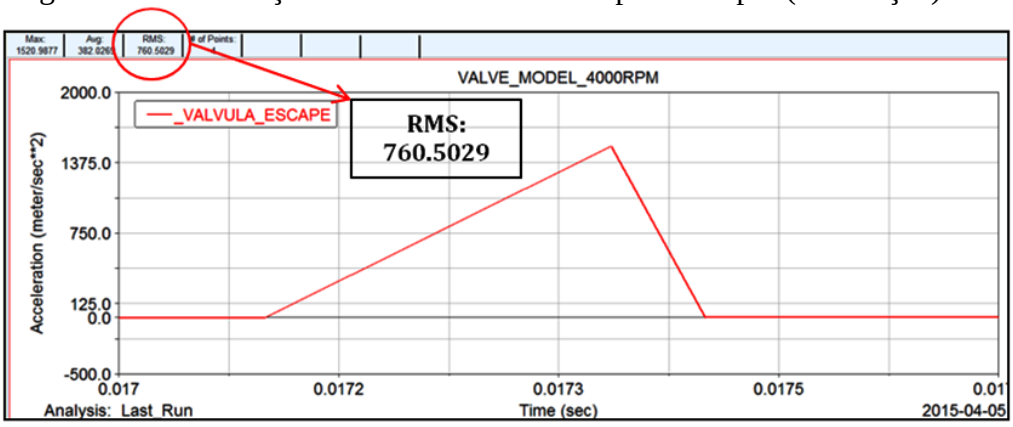
Figura 9-21 Aceleração e RMS válvula de escape 4000 rpm (aquisição)



Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-22 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de escape. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram da ordem de 1550 m/s² e 760,50 g. Em comparação com os valores experimentais, pode-se verificar também um grau de convergência elevado.

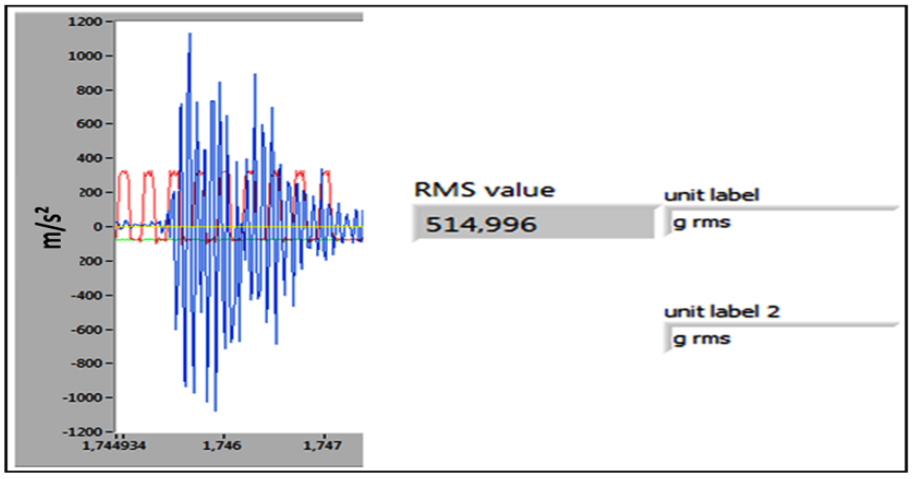
Figura 9-22 Aceleração e RMS válvula de escape 4000 rpm (Simulação)



Fonte: Autor

A Figura 9-23 apresenta o sinal de vibração isolado de um evento da válvula de admissão, onde o valor da aceleração provocado pela batida da válvula atinge valores da ordem de 1100 m/s². Após aplicação da função RMS ao trecho, foi obtido o valor de 514,99 g.

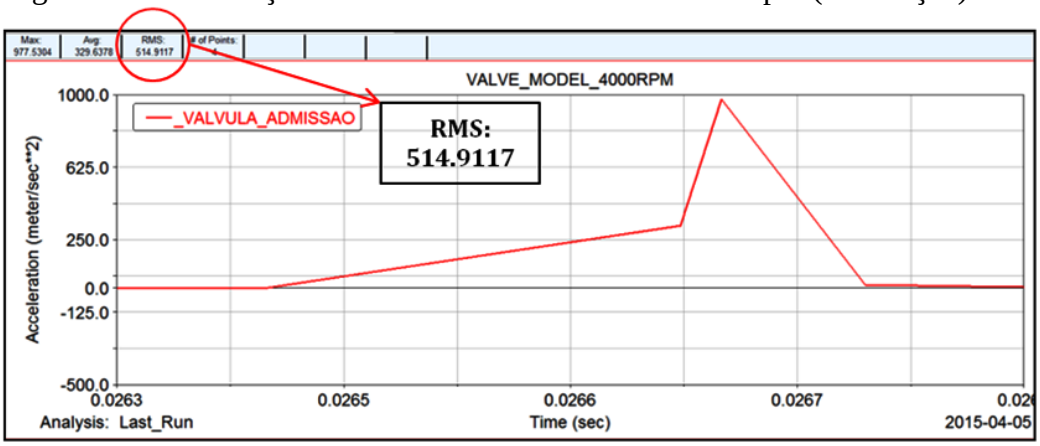
Figura 9-23 Aceleração e RMS válvula de admissão 4000 rpm (aquisição)



Fonte: Autor

O gráfico apresentado na Figura 9-24 refere-se à simulação numérica do mesmo evento da válvula de admissão. Os valores numéricos de aceleração e RMS respectivamente foram da ordem de 1000 m/s² e 514,91 g. Em comparação com os valores experimentais, verificar-se também um grau de convergência elevado.

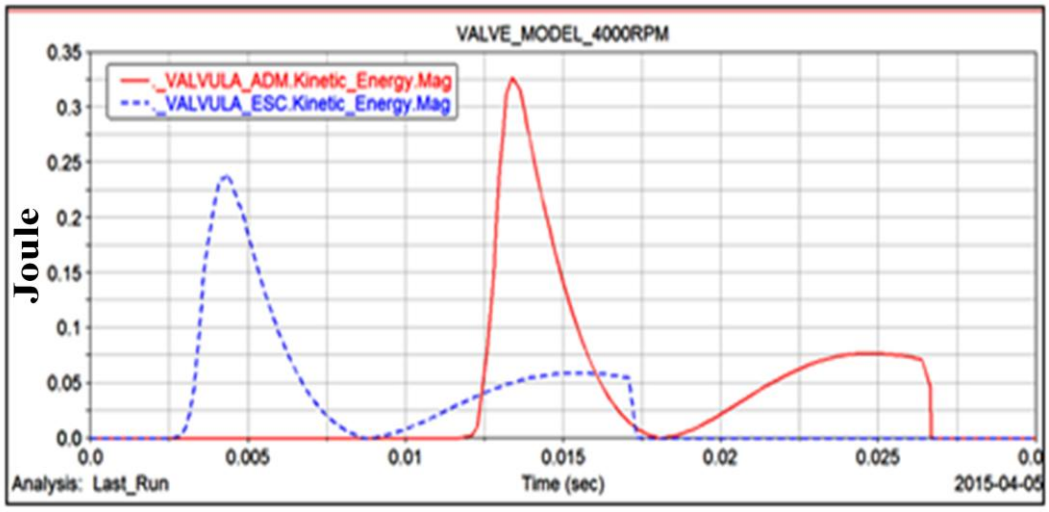
Figura 9-24 Aceleração e RMS válvula de admissão 4000 rpm (Simulação)



Fonte: Autor

O gráfico abaixo representa a energia cinética gerada pelo impacto das válvulas admissão e escape no instante do fechamento contra a sede de válvulas a uma rotação de 4000 rpm, sendo o valor de 0,23 J para a válvula de escape e 0,33 J para admissão. Lembrando que a configuração utilizada para ambas as válvulas contém molas, pivôs hidráulicos e perfis dos cames iguais, os diferentes valores de energia podem ser atribuídas à válvula de admissão apresentar a cabeça com maior diâmetro, e em consequência, maior massa.

Figura 9-25 Energia cinética válvula de admissão e escape



Fonte: Autor

10 AVALIAÇÃO COMPARATIVA ENTRE OS COMPONENTES DO TREM DE VÁLVULA - TESTE EXPERIMENTAL

Os resultados comparativos entre os sistemas de acionamento de trem de válvulas com os diferentes tipos de componentes, estão representados de forma gráfica entre as rotações de 1000 a 4000 rpm. Para cada configuração comparativa proposta, foi selecionada para cada aquisição uma amostragem de 22 medições do valor de RMS para cada válvula, admissão e escape, levando-se em consideração as rotações. A estatística abaixo é representada pela média da amostragem, proveniente do teste experimental, conforme explicado no capitulo anterior.

Para verificação das tendências das medições da bancada experimental, foi calculado o desvio padrão para as diferentes configurações do trem de válvulas e as respectivas rotações utilizadas durante o desenvolvimento do trabalho, observa-se nas tabelas abaixo, o coeficiente de dispersão em função do desvio padrão, o maior valor encontrado foi da ordem de 11%, apresentando uma consistência na aquisição dos valores experimentais em todas as diferentes configurações e rotações, segue as tabelas abaixo apresentados as estatísticas:

Tabela 2 - Desvio padrão válvula escape - perfil do came

VÁLVULA DE ESCAPE - PERFIL DO CAME								
	1000 AG	**1000 CK**	**2000 AG**	**2000 CK**	**3000 AG**	**3000 CK**	**4000 AG**	**4000 CK**
Média	29,74	51,23	138,94	139,63	520,91	685,05	767,45	704,09
Desvio padrão	1,99	5,84	7,29	15,62	20,64	44,04	20,74	43,11
Coeficiente de Dispersão	**7%**	**11%**	**5%**	**11%**	**4%**	**6%**	**3%**	**6%**
Tamanho	22	22	22	22	22	22	22	22

Fonte: Autor

Tabela 3 - Desvio padrão válvula admissão - perfil do came

VÁLVULA DE ADMISSÃO - PERFIL DO CAME								
	1000 AG	1000 CK	2000 AG	2000 CK	3000 AG	3000 CK	4000 AG	4000 CK
Média	50,26	79,48	147,55	249,55	305,45	449,09	522,22	897,36
Desvio padrão	1,74	3,57	5,60	18,34	16,58	31,30	24,78	35,92
Coeficiente de Dispersão	3%	4%	4%	7%	5%	7%	5%	4%
Tamanho	22	22	22	22	22	22	22	22

Fonte: Autor

Tabela 4 - Desvio padrão válvula escape - pivô hidráulico

VÁLVULA DE ESCAPE - COM PIVÔ HIDRÁULICO TIPO "A E B"								
	1000 AG	1000 CK	2000 AG	2000 CK	3000 AG	3000 CK	4000 AG	4000 CK
Média	23,55	29,54	213,40	137,83	411,06	550,11	553,02	765,40
Desvio padrão	1,27	1,66	15,94	8,31	28,88	22,95	21,72	22,76
Coeficiente de Dispersão	5%	6%	7%	6%	7%	4%	4%	3%
Tamanho	22	22	22	22	22	22	22	22

Fonte: Autor

Tabela 5 - Desvio padrão válvula admissão - pivô hidráulico

VÁLVULA DE ADMISSÃO COM PIVÔ HIDRÁULICO TIPO "A E B"								
	1000 AG	1000 CK	2000 AG	2000 CK	3000 AG	3000 CK	4000 AG	4000 CK
Média	59,55	49,91	238,95	146,42	196,50	310,18	621,64	524,72
Desvio padrão	4,84	2,67	25,48	7,14	22,95	21,81	30,51	24,81
Coeficiente de Dispersão	8%	5%	11%	5%	12%	7%	5%	5%
Tamanho	22	22	22	22	22	22	22	22

Fonte: Autor

Tabela 6 - Desvio padrão válvula escape - molas diferentes cargas

VÁLVULA DE ESCAPE COM DIFERENTES CARGA DE MOLA								
	1000 AG	1000 CK	2000 AG	2000 CK	3000 AG	3000 CK	4000 AG	4000 CK
Média	24,73	51,23	150,59	138,45	690,82	694,95	708,32	736,73
Desvio padrão	3,15	6,71	8,64	13,40	33,53	42,94	36,91	39,40
Coeficiente de Dispersão	13%	13%	6%	10%	5%	6%	5%	5%
Tamanho	22	22	22	22	22	22	22	22

Fonte: Autor

Tabela 7 - Desvio padrão válvula admissão molas diferentes cargas

VÁLVULA DE ADMISSÃO COM DIFERENTES CARGA DE MOLA								
	1000 AG	1000 CK	2000 AG	2000 CK	3000 AG	3000 CK	4000 AG	4000 CK
Média	76,76	79,71	237,14	249,38	551,00	522,76	840,52	898,81
Desvio padrão	5,21	4,34	28,38	23,98	13,87	24,80	37,35	30,20
Coeficiente de Dispersão	7%	5%	12%	10%	3%	5%	4%	3%
Tamanho	21	22	22	22	22	22	22	22

Fonte: Autor

10.1 RESULTADOS

Com o objetivo de dar maior significação aos métodos e testes aqui apresentados, é primordial comparar os valores provenientes do intercâmbio entre componentes do trem de válvulas com características dinâmicas e construtivas diferentes. Na sequência apresentam-se as configurações estudadas e os resultados obtidos:

10.1.1 Resultados comando de válvula com perfis do came “205” e “197”

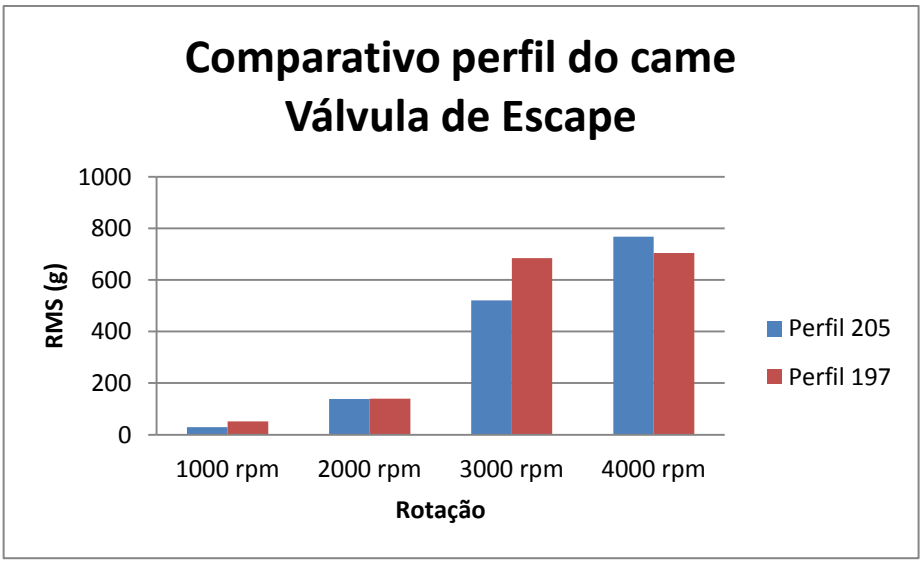
A diferença entre os perfis dos cames “205” e “197” encontram-se nas rampas de aceleração (abertura da válvula), desaceleração (fechamento da válvula) e o tempo de permanência em que as válvulas ficam abertas em relação ao virabrequim, conforme apresentado no diagrama de distribuição no capítulo 3.

Configuração do trem de válvulas utilizado no teste:

a) comando de válvula com perfis do came “205” e “197”;
b) mola com maior carga;
c) pivô hidráulico – Tipo A.

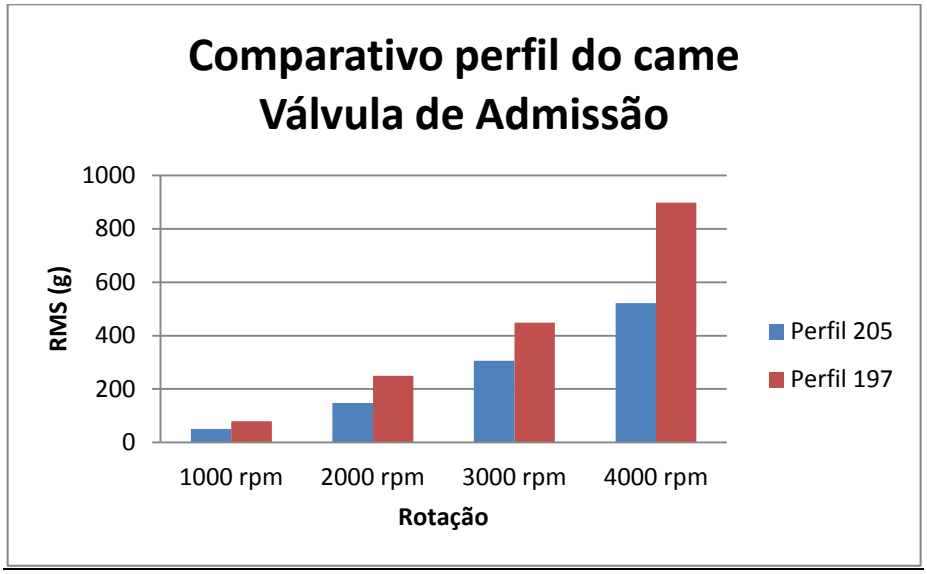
Os gráficos abaixo, representam o comparativo entre os diferentes comandos de válvulas com os cames de Escape e Admissão “Perfil 205 X 197” nas diferentes rotações, variando de 1000 até 4000 rpm.

Figura 10-1 Comparativo perfil do came 205 e 197 válvula de escape



Fonte: Autor

Figura 10-2 Comparativo perfil do came 205 e 197 válvula de admissão



Fonte: Autor

Nas Figura 10-1 e Figura 10-2, podemos observar o comparativo dinâmico das válvulas de admissão e escape provocado pelos diferentes perfis de came “205” e “197” no impacto da válvula contra a sede nas rotações de 1000 a 4000 rpm.

Para a válvula de escape Figura 10-1, o comportamento em baixas rotações de 1000 a 2000 rpm, não apresentam variações significativa nos valores de RMS, tendo maior relevância a partir de 3000 rpm, onde os valores apresentados pelo perfil “197” são superiores aos do perfil “205”, nota-se também uma alteração no comportamento dos valores de RMS a 4000 rpm onde o perfil “205” passa a ser mais agressivo a sede de válvulas.

Levando-se em consideração a válvula de admissão Figura 10-2, podemos observar que os perfis “197” e “205” tem um comportamento constante em todas as faixas de rotações, contudo o perfil “205” apresenta uma grandeza menor nos valores de RMS, em especial para a faixa de rotação de 4000 rpm, onde o valor de RMS no perfil “197” é da ordem de 100% mais alto que o perfil “205”. Levando-se em consideração que as rotações próximas a 4000 rpm, são faixas largamente utilizadas para obtenção do torque máximo do motor.

10.1.2 Resultados comparativos entre pivôs hidráulicos ”tipo A e tipo B”

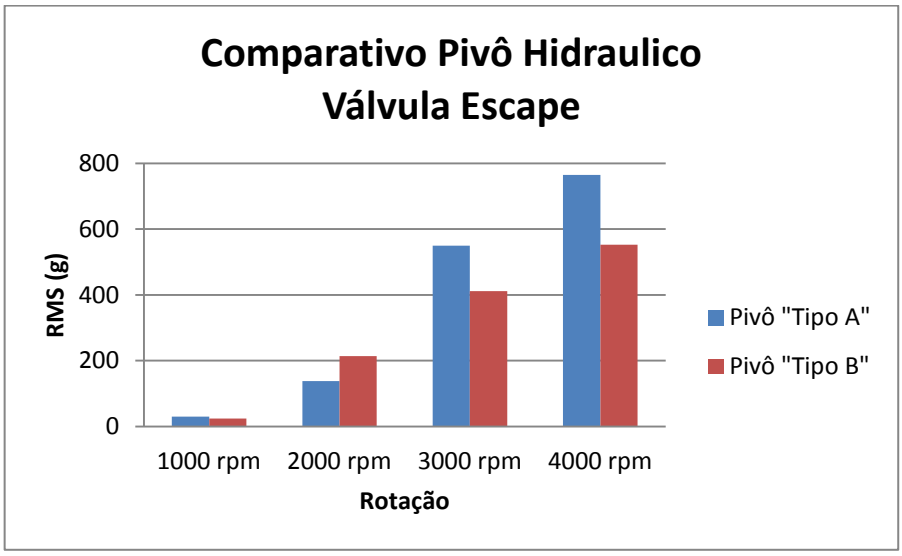
Para está avaliação foi utilizado a seguinte configuração do trem de válvulas:

a) comando de válvula com perfis do came “205”;
b) mola com maior carga;
c) pivô hidráulico – Tipo A e Tipo B.

A principal característica que diferencia os pivôs hidráulico tipo “A e B” é o tempo de reposição que cada tipo pivô proporciona a válvula através do parâmetro “Leakdown” ou vazamento entre as paredes internas.

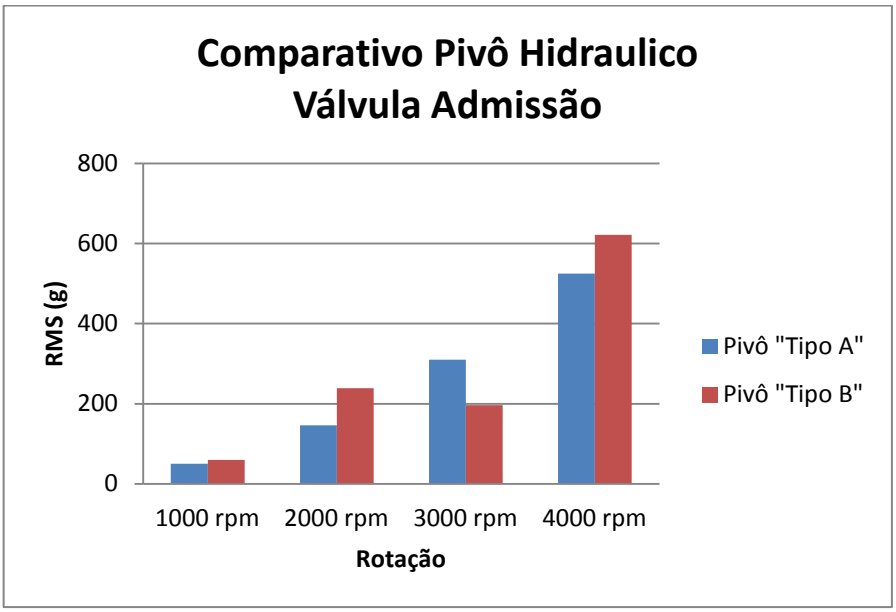
Os resultados a seguir apresentam a influência do pivô hidráulico no amortecimento das válvulas durante o ciclo de fechamento, tendo como principal característica o “leakdown”, foram realizados comparações entre 1000 até 4000 rpm. As grandezas físicas dos valores do impacto das válvulas contra o anel inserto de válvula estão representadas de forma gráfica.

Figura 10-3 Comparativo Pivô Hidráulico válvula de escape



Fonte: Autor

Figura 10-4 Comparativo Pivô Hidráulico válvula de admissão



Fonte: Autor

O gráfico da Figura 10-3, mostra a diferença entre a resposta dinâmica dos pivôs hidráulicos atuando sobre a válvula de escape, nota-se que o pivô hidráulico “Tipo A” apresenta menores valores de RMS nas faixas de baixas rotações entre 1000 e 2000 rpm, diferentemente, nas rotações de 3000 e 4000 rpm respectivamente, o pivô hidráulico “Tipo A” apresentou maiores valores de RMS denotando assim um comportamento dinâmico mais agressivo da válvula contra a sede de válvulas.

Na Figura 10-4, é apresentado à resposta dinâmica dos pivôs hidráulicos atuando sobre a válvula de admissão, nota-se, que a grandeza dos valores de RMS provocado pelo pivô hidráulico “Tipo A” são menores que a do “Tipo B”, evidenciando uma menor energia dissipada da válvula contra a sede de válvulas, em consequência um menor desgaste.

Os diferentes valores de RMS entre a válvulas de admissão e escape são atribuídos à válvula de admissão apresentar a cabeça com maior diâmetro, e em consequência, maior massa.

Os gráficos e as análises acima mostram que a modificação do parâmetro de “Leakdown”, provocam diferentes respostas dinâmicas no amortecimento da válvula no momento do seu fechamento.

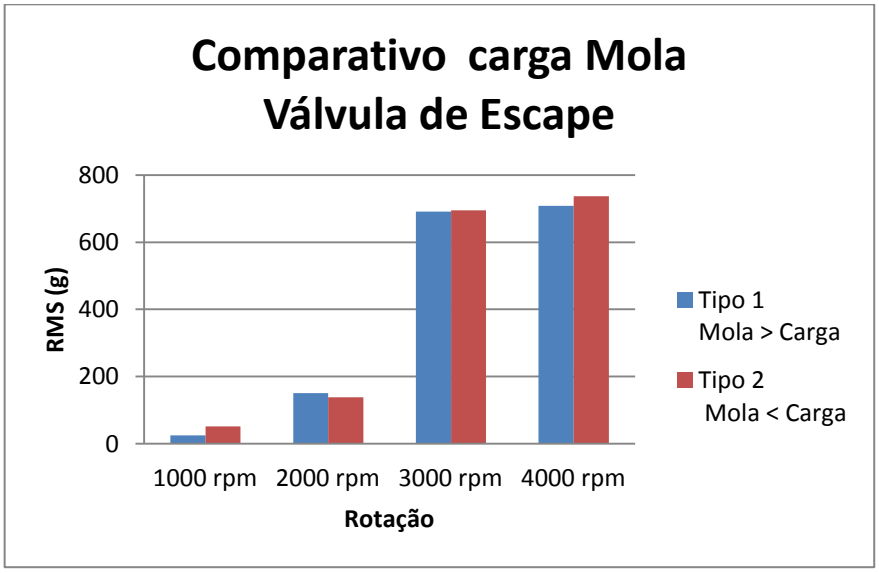
10.1.3 Comparativo entre molas de válvula com diferentes cargas

Para está avaliação foi utilizado a seguinte configuração do trem de válvulas:

a) comando de válvula com perfis do came “205”;
b) mola com maior e menor carga;
c) pivô hidráulico – Tipo A.

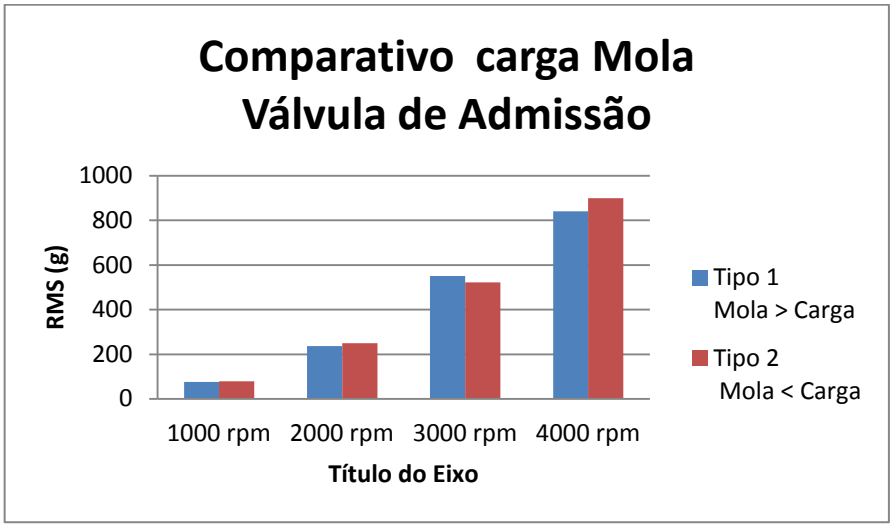
Para diferenciar as molas de válvula segundo a sua rigidez, vide Tabela 1, utilizamos os códigos “tipo 1 (mola com maior carga)” e “tipo 2 (mola com menor carga)”. Seguem abaixo os resultados:

Figura 10-5 Comparativo Mola de Válvula “carga” válvula de escape



Fonte: Autor

Figura 10-6 Comparativo Mola de Válvula “carga” válvula de admissão



Fonte: Autor

Várias referências da literatura, como por exemplo, Wang (2007) e Heisler (2003), descrevem a função da mola de válvula como sendo o componente do trem de válvulas que tem a responsabilidade de garantir que não haja a perda do contato do comando de válvula com os elementos de transferência como balancins e tuchos em todas as rotações disponíveis no motor bem como manter as válvulas fechadas no momento da combustão. Os resultados apresentados acima mostram que a variação na carga de mola não produziram mudanças significativas nos valores RMS do impacto das válvulas contra o anel inserto Figura 10-5 e Figura 10-6, reforçando a teoria, que a função da mola de válvula no sistema de trem de válvulas, é somente garantir o contato dos componentes pertencentes ao sistema, até a condição para a qual ela foi projetada, rotação e frequência de trabalho.

11 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Conforme já discutido ao longo deste trabalho, são varias as causas para a ocorrência do desgaste entre válvula e sede, como já citado: falhas construtivas, giro excessivo da válvula, temperatura, material inadequado, combustíveis, resíduos da combustão e impacto da válvula contra e sede, que é o foco desta dissertação, todas estas variáveis somadas descrevem um desafio para os engenheiros de motores, tornando-se essencial o entendimento individual de cada fenômeno.

Ao fim deste trabalho foi possível concluir que o método experimental proposto colaborou para um melhor entendimento da reação que cada componente do trem de válvulas pode exercer sobre o desgaste entre as válvulas e anéis insertos de válvula.

A proposta da criação de uma bancada experimental, utilizando o próprio motor de combustão interna, com a possibilidade de simulação parcial das condições reais de trabalho tais como, rotação, pressão e temperatura. Outro fator relevante foi a possibilidade da montagem de um acelerômetro no interior da câmara de combustão, bem próximo ao ponto de interesse a ser estudado, na maioria dos trabalhos voltados para o estudo do movimento da válvula, os acelerômetros costumam ser fixados diretamente nas válvulas, provocando a alteração da massa da válvula e consequentemente seu comportamento dinâmico.

A bancada experimental é a grande contribuição deste trabalho, possibilitando identificar os componentes do sistema de trem de válvulas que apresentam melhor comportamento dinâmico quanto a intensidade do impacto válvulas contra as sedes de válvulas, em consequência menor desgaste, permitindo o desenvolvimento de componentes mais confiáveis e com vida útil prolongada.

A construção de um modelo matemático através do software ADAMS, proporcionou complementar os resultados obtidos através da bancada experimental. Os valores de energia gerados pelo impacto entre a válvula e sede de válvula só puderam ser mensurados através da aplicação da simulação numérica tomando-se como base os valores experimentais “RMS”.

Os dados obtidos através das diversas configurações de trem de válvula testado na bancada experimental, permitem ainda realimentar a simulação numérica, obtendo assim um refinado grau de assertividade, o que permiti ao engenheiro, explorar alterações do produto final sem gastar grandes recursos com protótipos e testes.

Os valores de energia apresentados nesta dissertação são referentes a uma única configuração de trem de válvulas, obtidos através da simulação numérica e dos valores

extraídos da bancada experimental, (os demais resultados apresentados neste trabalho são grandezas exclusivas dos testes experimentais).

Por fim, este trabalho teve por finalidade colaborar com o entendimento do desgaste ocorrido entre a válvula e anel inserto de válvula, podendo ser aplicado tanto para motores do ciclo Otto como Diesel, o método pode também ser aplicado como uma ferramenta de pesquisa para solução de problemas e para o refinamento do sistema de trem de válvulas, conforme discutido ao longo do trabalho.

As seguintes propostas são sugeridas para trabalhos futuros:

a) **Motores do (ciclo Otto)** – Estudo do ruído dos componentes do trem de válvulas. Todos os componentes do sistema que tem movimentos relativos entre si tolerâncias e forma construtiva, podem gerar ruídos, válvulas, guias de válvulas, balancins, tuchos hidráulico e comando de válvula.
b) **Motores do (ciclo Otto)** – Estudo da influência da batida das válvulas no sensor de detonação do motor. O sensor de detonação trabalha na frequência entre 5 a 15 kHz e a batida da válvula ocorre entre 10 e 12 kHz, dependendo das características do trem de válvulas o ruído provocado pelas válvulas, podem gerar interferências no sensor de detonação prejudicando o desempenho do motor.
c) **Motores do (ciclo Otto) –** Estudo do impacto da válvula com simulação de atmosfera corrosiva, aquecida e demais condições, representando a condição mais aproximada da realidade de trabalho do motor de combustão interna.

REFERÊNCIAS

ARAUJO, Luciano de. **Investigation of valve recession mechanism in flex fuel engines**. SAE International, SAE Technical Paper Series 2011-36-0340, São Paulo, Out. 2011.

BEDDOES, G. N. **Valve materials and designs, ironmaking e stellmaking**, 19, 290-296, 1992.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna.**. São Paulo, Blucher, 2012. V.1

DWYER-JOYCE. **Automotive engine valve recession**. 1. ed. London and Bury St Edmunds, UK: Professional Engineering Publishing, 2002. V.1

FILHO, A. **Procedure to modification a camshaft cam lobe profile**. SAE International, SAE Technical Paper series 942407, São Paulo, Brasil, 01 Nov. 1994.6.

FRICKE, R.W. and ALLEN**,** C. **Repetitive impact-wear of steels, automotive engine valve recession**. 1. ed. London and Bury St Edmunds, UK: Professional Engineering Publishing, 2002. V.1

HEISLER, H. **Advanced engine technology**. Oxford: SAE, 2003.

HIROFUMI, Tani. **Measurement and simulation of valve motion**. **SAE** International, SAE Technical Paper Series 931901, Phoenix, Arizona, 15 Nov. 1993.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. [S.l.]: M. G. H. International Editions, 1988.

KRÜGER, G. **Valve seat insert - Technical paper series. state of the art end of 2001,**

LANE, M.S. and Smith, P. **Developments in sintered valve seat inserts**, SAE Paper 820233, (1982)

NORTON, R. L. **Cam design and manufacturing handbook.** New York: Industrial Press Inc.: [s.n.], 2002.

POPE, J. **Techniques used in archieving a high specific airflow for high output medium-speed diesel engines**, **automotive engine valve recession**. 1. ed. London and Bury St Edmunds, UK: Professional Engineering Publishing, v. 1, 2002.

RAGHUWANSHI, N. K. **Failure Analysis of Internal Combustion Engine Vales,** International Journal of Innovative Research in Science Engineering And Technology, p. 173 – 181, India, dez. 2012.

ROHIN, K. **Dynamic Simulation of valve Train System for Prediction of Valve Jump,** International Journal of Enginnering Science and Innovative Technology, p. 89 – 93, Pune, India, Jul. 2013.

ROLAND ERNST, A. **Advanced optimization techniques in valvetrain designs.** SAE International, SAE Technical Paper series 932004, Phoenix, Arizona, 15 Nov. 1993.

ROTHBART, H. A. **CAMS:** design, dynamics, and accuracy. EUA, New York: Library of Congress Catalog Card Number, 1968.

ROTHBART, H. A. **Cam design handbook, dynamics and accuracy.** [S.l.]: McGraw Hill, 2004.

SANO, Y. **Dynamic characteristic calibration of a hydraulic lash adjuster model using unit excitation test**. SAE International, SAE Technical Paper Series 2013-01-1731, Ago. 2013.

SENDYKA, B. **The modifying of a camshaft profile to decrease acceleration and jump of a valve of a high speed combustion engine**. SAE International, SAE Technical Paper series 930059, Detroit, Michigan, 1 Mar. 1993. 5.

SENDYKA, B. **The analysis of the dynamic contact stresses occurring in the valve-camshaft system of the internal combustion engine**. SAE International, SAE Technical Paper series 940214, Detroit Michigan, 3 Mar. 1994.

SERBINO, Edison Marcelo**. Review on the fatigue mechanisms in automotive valve spring**. SAE International, SAE Technical Paper Series 2011-36-0340, São Paulo, Out. 2011.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines.** ed. Warrendale, PA-USA: SAE International, 1995.

TAUSCHEK, M. e NEWTON, J. **Valve seat distorcion**. SAE technical paper series 530049, doi:10.4271/530049, 1953.

TOUNSI M. Transactions on applied and theorethical mechanics, **Dynamic Behavior of a valve train system in presence of camshaft,** v. 6, Issue 1, p. 17-26, Tunisia, Jan. 2011.

TURKISH, M. C. **Valve gear design**. [S.l.]: Eaton Manufacturing Co./Wilcox-Rich division, 1946.

TAYLOR, C. F. **Análise de motores de combustão interna**. [S.l.]: Edgard Blucher, 1988. V2.

VAN DISSEL, R. **Engine valve seat and insert wear**. SAE Paper 892146, 1989.

WANG, Y. **Introduction to engine valvetrains.** [S.l.]: SAE International, 2007.

ZHAO, Y. **Determination of aeration of oil in high pressure chamber of hydraulic lash adjuster in valve train**. SAE International, SAE Technical Paper Series 1999-01-0646, abr. 1999.

ZINNER, K. **Investigations concerning wear of inlet valve seats in diesel engines**. ASME Paper 63-OGP-1, 1963.