

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR ÉDERSON CLÁUDIO
ANDREATTA E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 22/09/10

ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Autor: Éderson Cláudio Andreatta

**Simulação do Mecanismo de
Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel**

Campinas, 2010.

Autor: Éderson Cláudio Andreatta

Simulação do Mecanismo de Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

Campinas
2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

An25s Andreatta, Éderson Cláudio
 Simulação do mecanismo de acionamento de válvulas
 de um motor diesel / Éderson Cláudio Andreatta. --
 Campinas, SP: [s.n.], 2010.

 Orientador: Robson Pederiva.
 Dissertação de Mestrado Profissional - Universidade
 Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia
 Mecânica, Faculdade de Engenharia Elétrica e Instituto
 de Química.

 1. Válvulas. 2. Motores. 3. Motor Diesel. 4.
 Simulação por computador. I. Pederiva, Robson. II.
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
 Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Elétrica
 e Instituto de Química. III. Título.

Título em Inglês: Valvetrain mechanism simulation of a diesel engine

Palavras-chave em Inglês: Valves, Engine, Diesel engine, Computer simulation

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Douglas Eduardo Zampieri, Frederico Augusto Alem Barbieri

Data da defesa: 22/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

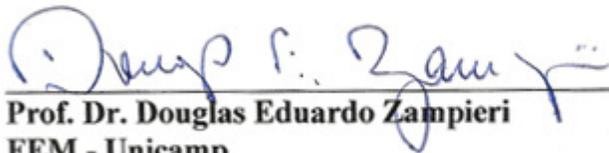
**Simulação do Mecanismo de
Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel**

Autor: Éderson Cláudio Andreatta
Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

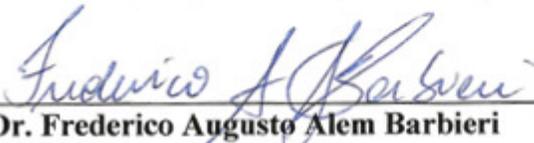
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Robson Pederiva, Presidente
FEM - Unicamp**



**Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri
FEM - Unicamp**



**Dr. Frederico Augusto Alem Barbieri
MWM International Motores**

Campinas, 22 de julho de 2010.

Dedico este trabalho ao Prof. Dr. Robson Pederiva, a minha mãe, Tereza, e ao meu pai, Cláudio.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado, sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Ao orientador Prof. Dr. Robson Pederiva pela oportunidade, confiança, orientação, apoio e dedicação incondicional.

Aos meus pais Tereza e Claudio, e as minhas irmãs, Heloísa e Andrea, pelo apoio e incentivo.

A minha querida Bianca M. C. Miralha pela compreensão, apoio e incentivo.

Aos colegas do Laboratório de Vibrações e Controle da FEM Fabio D. Sanches, Jackerson R. Gevinski, Marcus Varanis e André G. L. Suetti pela companhia, ajuda, apoio e amizade.

Aos colegas da MWM International Alexandre B. de Souza e Georges G. Vretos pela ajuda e execução dos testes em dinamômetro.

Aos colegas de estudo da MWM International André Baroni Selim, Marcelo Santana Oliveira, Jorge Fender, Mauro Miguel Pecula, Luiz Gonçalves, Ricardo Ferreira Gasparini, Georges G. Vretos e Leandro Lafiandre Nahas pela companhia nos estudos, ajuda e amizade.

Aos Professores da FEM Unicamp e ITA, pelas disciplinas realizadas e pelo conhecimento ensinado e em especial aos Professores Pablo S. Meireles e Franco G. Dedine por participarem da qualificação e darem apoio após as disciplinas.

Aos gestores da MWM International Prof. Dr. Celso Argachoy e Luiz Fernando Raminelli pelo apoio e disponibilidade de recursos.

*Aprender para transformar e multiplicar.
Os fracos são aqueles que necessitam manter em segredo seu grande e inútil conhecimento,
como forma repugnante de própria proteção.*

Resumo

As elevadas rotações de funcionamento de um motor Diesel determinam, que para o conhecimento dos valores de carregamento aplicados a alguns de seus componentes seu estudo leve em consideração o comportamento vibratório de seus mecanismos internos e externos. Nesse contexto, estudou-se um modelo para o comportamento cinemático e um modelo dinâmico do tipo massa, mola e amortecedor para o estudo do mecanismo de acionamento de válvulas de um motor Diesel de quatro tempos. Os resultados do modelo cinemático são o primeiro passo para o conhecimento do mecanismo de válvulas. Seus resultados já permitem prever interferências entre componentes e prever os valores de carregamento, ainda sem considerar seu comportamento vibratório. Nesse estágio, os resultados do modelamento cinemático podem já indicar a necessidade de melhoria do sistema sem nem mesmo a execução da modelagem dinâmica. Nesse trabalho os resultados do modelo cinemático são o dado de entrada para o modelo dinâmico. Os resultados do estudo dinâmico são de importância para o conhecimento dos valores de carregamento impostos pelas inércias e pelo comportamento vibratório do mecanismo e também para garantir que não ocorram perdas de contato entre os componentes, em todas as faixas de operação do motor. O conhecimento dos carregamentos tem o fim de não subestimar a resistência dos componentes, evitando assim, possíveis falhas estruturais ainda na fase conceitual. Este trabalho tem como objetivo o conhecimento de um mecanismo existente, podendo ser utilizado para sua melhoria ou modificação. A mesma metodologia pode ser utilizada para o desenvolvimento de novos mecanismos, calculando os valores de carregamentos, para assegurar o correto projeto estrutural dos componentes, garantindo sua integridade em todas as faixas de rotação do motor.

Palavras Chave: válvulas, motores, motor Diesel, simulação por computador, comando, came, camo, comando de válvulas.

Abstract

The regular high speeds related to the common Diesel engine operating conditions require that one should predict the vibration behavior in order to better know the applied loads. To do so, a model which considers the kinematics and dynamics of the system is being proposed and its results are being studied. The results of the kinematics modeling can provide good insight into the valve actuation mechanisms. Its results might provide good prediction of assemblies issues among the components and foresee undesirable high level loads, before accessing the vibration behavior, and dictates, also in advance, if some design change is required. All of this can be performed without dynamics modeling. In the present work, the kinematics model results are used as an input to the dynamics. The results of it are very useful to provide a better prediction of the loads as a result of the inertias and the vibration behavior of its components and also, to grant that no contact losses will occur in the studied range of operating conditions. The advanced knowledge of the involved loads can avoid structural failure still in the conceptual phase. This work was done over a existing device which can be improved or redesigned. The same methodology can be used to the development of new components, providing load assessment to grant feasible structural design so that its integrity can be warranted.

Key Words: valve, engine, Diesel, simulation, camshaft, valve gear, valvetrain, cam.

Lista de Ilustrações

- Figura 1.1 - Sistema Biela e Manivela da MWM International Motores.
- Figura 1.2 - Trem de Válvulas da MWM.
- Figura 1.3 - Vista lateral e isométrica de um Came da MWM.
- Figura 1.4 - Árvore de Comando de Válvulas de um motor de quatro cilindros da MWM.
- Figura 2.1 - Tipos de mecanismos de trem de válvulas (WANG, 2007).
- Figura 2.2 - Abertura de válvula ideal e abertura feita por came.
- Figura 2.3 - Curvas de Abertura, Velocidade e Aceleração da válvula (WANG, 2007).
- Figura 2.4 - Deflexões no fechamento da válvula (WANG, 2007).
- Figura 2.5 - Local para medição da folga de válvulas no motor MWM modelo ACTEON.
- Figura 2.6 - Regulagem da folga de válvulas conforme manual do VW Sedan 1968.
- Figura 2.7 - Tucho hidráulico da empresa Schaeffler do Brasil Ltda.
- Figura 2.8 - Perfil lateral do came
- Figura 2.9 - Desenho do perfil de um came simétrico para seguidor de face plana da MWM.
- Figura 2.10- Trem de válvulas *Camless* com atuadores eletromagnéticos da empresa Valeo.
- Figura 2.11- Distribuição de tensão para rolete com e sem abaulamento (VOORHIES, 1942).
- Figura 2.12- Trem de válvulas *Ducati Desmodromic* conforme patente US4754728 de 1988.
- Figura 2.13- Trem de válvulas sem molas conforme patente US2814283 do ano de 1957.
- Figura 2.14- Exemplos de curvas de abertura, velocidade, aceleração e *Jerk*.
- Figura 2.15- (a) Trem de válvulas estudado, (b) Modelo de simulação e (c) Correlação de força na vareta a 2400 [rpm] no motor (SEIDLITZ, 1989).
- Figura 3.1 - Pontos do perfil do came fornecidos grau a grau conforme desenho.
- Figura 3.2 - Spline do perfil do came criada.
- Figura 3.3 - Came posicionado com o rolete no início do perfil do came.
- Figura 3.4 - Came rotacionado trinta graus após o início do perfil do came.
- Figura 3.5 - Comparativo entre (a) mecanismo normal e (b) mecanismo simplificado.
- Figura 3.6 - Construção da paralela ao came de distância RR igual ao raio do rolete.
- Figura 3.7 - Construção da paralela ao came de distância RR igual ao raio do rolete.
- Figura 3.8 - Geometria de movimento do balanceiro.

Figura 3.9 - Interseção inicial e completa dos arcos de raio CB CR com a *Spline* $S(x)$.

Figura 3.10- Deslocamento angular do Balanceiro.

Figura 3.11 - Geometria de movimento entre balanceiro e válvula.

Figura 3.12- Abertura, velocidade e aceleração da válvula.

Figura 3.13- Diagrama de abertura das válvulas.

Figura 3.14- Sistema Biela e Manivela do Motor Estudado.

Figura 3.15- Diagrama de abertura das válvulas com a curva do pistão.

Figura 4.1 - Sistema massa, mola e amortecedor de 1 GDL.

Figura 4.2 - Momento de inércia calculado no centro de rotação do balanceiro.

Figura 4.3 - Cálculo da deformação do balanceiro por elementos finitos.

Figura 4.4 - Cálculo de deformação da ponte por elementos finitos.

Figura 4.5 - Sistema massa, mola e amortecedor e diagrama de corpo livre para 1 GDL.

Figura 4.6 - Desvio da curva aproximada para vinte, quarenta e cem termos.

Figura 4.7 - Desvio da na rampa de entrada para vinte e cem termos.

Figura 4.8 - Abertura, velocidade e aceleração da m_{eq} para 1000 [rpm] do motor.

Figura 4.9 - Abertura, velocidade e aceleração da m_{eq} para 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.10- Forças para 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.11- Forças para 1000 [rpm] do motor.

Figura 4.12- Aceleração pelo método analítico e numérico.

Figura 4.13- Mola de válvulas com seis elos úteis e dois fechados e planificados.

Figura 4.14- Sistema massa, mola e amortecedor de 15 GDL.

Figura 4.15- Diagrama de corpo livre para 15 GDL.

Figura 4.16- Mola de válvulas com altura de pré-carga e com altura mínima de trabalho.

Figura 4.17- Modelo da mola e diagrama de corpo livre para 6 GDL.

Figura 4.18- Modos próprios da mola e frequências.

Figura 4.19- Abertura, velocidade e aceleração das massas $m_{2,9}$ para 1000 [rpm] do motor.

Figura 4.20- Abertura, velocidade e aceleração das massas $m_{2,9}$ para 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.21- Abertura, velocidade e aceleração das massas $m_{2,3,4,5,6,,7,8}$ para 1000 [rpm] do motor.

Figura 4.22- Aceleração das massas $m_{2,3,4,5,6,,7,8}$ para 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.23- Aceleração das massas $m_{2,3}$ para 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.24- Carga da mola para 1000 e 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.25- Forças de contato F_{A1} , F_{12} e F_{23} para 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.26- Deslocamento e velocidade no fechamento da válvula à 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.27- Forças de contato à 3800 e 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.28- Função multiplicadora do came.

Figura 4.29- Nova curva de abertura e abertura original.

Figura 4.30- Curva de abertura atual e Função multiplicadora do came.

Figura 4.31- Deslocamento do primeiro elo útil da mola (m_3) à 4500 [rpm] do motor.

Figura 4.32- Variação da pré-carga da mola de 1000 [rpm] até 5000 [rpm].

Figura 5.1 - Diagrama de abertura de válvulas da MWM construído por programa comercial.

Figura 5.2 - Sobreposição do diagrama MWM e do modelamento cinemático desse trabalho.

Figura 5.3 - Comparativo das curvas de aceleração da válvula de escapamento entre os modelos.

Figura 5.4 - Comparativo das curvas de variação da aceleração ou *Jerk* entre os modelos.

Figura 5.6 - Aceleração medida e calculada da válvula de escapamento à 4500 [rpm].

Figura 5.7 - Forças inerciais da válvula de escapamento à 4500 [rpm].

Figura 5.8 - Forças inerciais da válvula de escapamento à 1000 [rpm].

Figura 5.9 - Forças na região do atuador hidráulico à 3000 [rpm].

Figura 5.10-Forças da pré-carga de uma mola e curva de abertura das válvulas (m_2 e m_9).

Figura 5.11-Pressão interna no cilindro e abertura das válvulas à 3000 [rpm].

Figura 5.12-Áreas da válvula sujeitas as pressões do conduto e do cilindro.

Figura 5.13-Forças na região do atuador hidráulico de escapamento à 3000 [rpm].

Figura 5.14-Forças na região do atuador hidráulico de admissão à 3000 [rpm].

Figura A.1 - Aceleração medida a 4500 [rpm] – três períodos mostrados.

Figura A.2 - Fixação do acelerômetro na ponte de válvulas.

Figura A.3 - Dados do acelerômetro.

Figura A.4 - Montagem da ponte de válvulas e acelerômetro no motor.

Figura A.5 - Posicional dos extensômetros nos balanceiros.

Figura A.6 - Extensômetros colados nos balanceiros.

Figura A.7 - Montagem da ponte de válvulas e acelerômetro instrumentados no motor.

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Desvio máximo na aproximação pela série finita de *Fourier*.

Tabela 4.2 - Frequências dos modos de vibrar da mola de válvulas pelo MEF e no MATLAB.

Tabela A.1 - Equipamentos utilizados para a medição da aceleração.

Tabela A.2 - Características do extensômetro utilizado.

Tabela A.3 - Equipamentos utilizados para a medição da micro-deformação.

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

| | | |
|-------------------------|---|---------------------|
| a | distância entre centro do comando e centro do balanceiro | [m] |
| A | abertura da válvula | [m] |
| \dot{A} | velocidade da válvula | [m/s] |
| \ddot{A} | aceleração da válvula | [m/s ²] |
| b | distância entre centro do comando e centro do rolete | [m] |
| \hat{B} | ângulo entre a e c | [°] |
| c | distância entre centro do rolete e centro do balanceiro | [m] |
| c_{eq} | amortecimento equivalente | [N·s/m] |
| c_m | amortecimento da mola, válvula, balanceiro, guia e eixo | [N·s/m] |
| c_0 | amortecimento equivalente | [N·s/m] |
| $c_{1,9}$ | amortecimentos equivalentes | [N·s/m] |
| $c_{2,...,8,10,...,16}$ | amortecimentos dos elos das molas | [N·s/m] |
| c_{17} | amortecimento entre balanceiro e eixo | [N·s/m] |
| $c_{18,19}$ | amortecimentos entre válvula e guia da válvula | [N·s/m] |
| C | descentralização do centro do pino do êmbolo | [m] |
| CB | centro do eixo do balanceiro | |
| CC | centro da árvore de comando de válvulas | |
| CR | centro do rolete do balanceiro | |
| CT | centro da junta esférica no tucho hidráulico | |
| $[C_{1GDL}]$ | vetor de amortecimento para o modelo de 1 GDL | |
| $[C_{15GDL}]$ | matriz de amortecimento para o modelo de 15 GDL | |
| d | distância entre centros do balanceiro e da junta do tucho | [m] |
| dX_n | variação infinitesimal da curva do came na horizontal | |
| dY_n | variação infinitesimal da curva do came na vertical | |
| $E_{aço}$ | módulo de elasticidade do aço | [Pa] |

| | | |
|------------------|--|----------------------|
| $f_k(x)$ | polinômio cúbico | |
| $f_k'(x)$ | 1ª derivada do polinômio cúbico | |
| $f_k''(x)$ | 2ª derivada do polinômio cúbico | |
| F_a | força aplicada no balanceiro | [N] |
| F_b | força aplicada no balanceiro | [N] |
| F_c | força aplicada na ponte | [N] |
| F_{eq} | força equivalente | [N] |
| F_m | força da mola | [N] |
| F_{meq} | força externa na massa equivalente | [N] |
| F_{A1} | força entre came e balanceiro | [N] |
| F_{12} | força entre a ponte de válvulas e a válvula | [N] |
| F_{23} | força entre o prato da mola e a mola | [N] |
| FI | força inercial da massa equivalente | [N] |
| $F_{1,\dots,15}$ | forças externas aplicadas nas massas | [N] |
| $[F_{1GDL}]$ | vetor de força de excitação para o modelo de 1 GDL | |
| $[F_{15GDL}]$ | matriz da força de excitação para o modelo de 15 GDL | |
| h | coordenada vertical de CT em relação a CB | [m] |
| J_{BAL} | momento de inércia do balanceiro | [kg·m ²] |
| k_a | rigidez do balanceiro para F_a | [N/m] |
| k_b | rigidez do balanceiro para F_b | [N/m] |
| k_c | rigidez da ponte para F_c | [N/m] |
| $k_{BALANCEIRO}$ | rigidez do balanceiro | [N/m] |
| k_{PONTE} | rigidez do balanceiro | [N/m] |
| k_{eq} | rigidez equivalente | [N/m] |
| k_m | rigidez de duas molas de válvulas | [N/m] |
| k_0 | rigidez do balanceiro no modelo de 15 GDL | [N/m] |
| $[K_{1GDL}]$ | vetor de rigidez para o modelo de 1 GDL | |
| $[K_{6GDL}]$ | matriz de rigidez para o modelo de 6 GDL | |
| $[K_{15GDL}]$ | matriz de rigidez para o modelo de 15 GDL | |
| l_{eq} | braço maior do balanceiro | [m] |
| L | entre centros da biela | [m] |

| | | |
|-----------------------------|--|-------|
| m_{eq} | massa equivalente | [kg] |
| m_{eqBAL} | massa equivalente do balanceiro | [kg] |
| m_{TUCHO} | massa do tucho | [kg] |
| m_{PONTE} | massa da ponte | [kg] |
| m_{VALV} | massa da válvula | [kg] |
| m_{PRATO} | massa do prato | [kg] |
| m_{TRAVA} | massa da trava | [kg] |
| m_{MOLA} | massa da mola | [kg] |
| m_1 | massa equivalente do balanceiro e tucho | [kg] |
| $m_{1^\circ ELO}$ | massa do primeiro elo não útil da mola | [kg] |
| $m_{2,9}$ | massas equivalentes das válvulas | [kg] |
| $m_{3,\dots,8,10,\dots,15}$ | massa dos elos úteis da mola | [kg] |
| $[M_{1GDL}]$ | vetor de massa para o modelo de 1 GDL | |
| $[M_{6GDL}]$ | matriz de massa para o modelo de 6 GDL | |
| $[M_{15GDL}]$ | matriz de massa para o modelo de 15 GDL | |
| n | número de pontos | |
| RR | raio do rolete | [m] |
| R | raio da árvore de manivelas | [m] |
| $S(x)$ | <i>spline</i> cúbica | |
| T | energia cinética | [J] |
| T_{eq} | energia cinética equivalente | [J] |
| x_m | deslocamento da massa equivalente | [m] |
| x_n | coordenada horizontal do nó da paralela do came | [m] |
| \dot{x}_{eq} | velocidade linear da massa equivalente do balanceiro | [m/s] |
| $x_{1,\dots,15}$ | deslocamento das massas | [m] |
| X_n | coordenada horizontal do nó do came | [m] |
| XC_n | coordenada horizontal de CR_n | [m] |
| y_n | coordenada vertical do nó da paralela do came | [m] |
| Y_n | coordenada vertical do nó do came | [m] |
| YC_n | coordenada vertical de CR_n | [m] |
| Z | coordenada vertical do centro do pino do êmbolo | [m] |

Letras Gregas

| | | |
|----------------------|--|----------------------------|
| δ_n | raio do nó do came na coordenada polar | [m] |
| θ_n | ângulo do nó do came na coordenada polar | [rad] |
| α_n | ângulo da tangente do came | [°] |
| ψ | ângulo de rotação do came | [°] |
| $\nu_{aço}$ | coeficiente de <i>Poisson</i> para o aço | |
| φ | ângulo de rotação da árvore de manivelas | [°] |
| ζ | ângulo da biela em relação ao centro do cilindro | [°] |
| β | ângulo de rotação do balanceiro | [°] |
| ε | deformação do balanceiro | [$\mu\text{m}/\text{m}$] |
| σ | tensão no balanceiro | [Pa] |
| $\dot{\theta}_{BAL}$ | velocidade angular do balanceiro | [°] |

Siglas

| | |
|------------|--|
| CAD | <i>Computer Aided Design</i> ou Desenho Assistido por Computador |
| CAE | <i>Computer Aided Engineering</i> ou Engenharia Assistida por Computador |
| CNC | Controle Numérico Computadorizado |
| GDL | Graus de Liberdade |
| MEF | Método de Elementos Finitos |
| MWM | MWM International Motores |
| PMS | Ponto Morto Superior |
| RPM | Rotações por minuto |
| VW | Volkswagen |

SUMÁRIO

| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 Motores do Ciclo Diesel e suas Aplicações..... | 2 |
| 1.2 Motores do Ciclo Diesel e seu Funcionamento Básico | 3 |
| 1.3 Objetivos..... | 7 |
| 1.4 Apresentação do Trabalho | 8 |
| 1.5 Motivação do Trabalho..... | 9 |
| | |
| 2 REVISÃO DA LITERATURA | 10 |
| 2.1 Introdução..... | 10 |
| 2.2 O Mecanismo de Acionamento de Válvulas | 11 |
| 2.3 Curva de Abertura de Válvulas | 12 |
| 2.4 Folga de Válvulas | 17 |
| 2.4.1 Regulagem Mecânica da Folga de Válvulas | 17 |
| 2.4.2 Ajuste Hidráulico da Folga de Válvulas..... | 19 |
| 2.5 O Came | 21 |
| 2.5.1 Trem de Válvulas Sem Cames | 23 |
| 2.6 O Seguidor..... | 25 |
| 2.7 A Mola de Válvulas..... | 26 |
| 2.7.1 Trem de Válvulas Sem Molas Helicoidais | 29 |
| 2.8 Simulação Cinemática e Dinâmica do Trem de Válvulas..... | 30 |
| 2.8.1 Simulação Cinemática..... | 30 |
| 2.8.2 Simulação Dinâmica | 33 |
| | |
| 3 MODELAMENTO CINEMÁTICO..... | 36 |
| 3.1 Modelamento do Came..... | 36 |
| 3.2 Modelamento do Mecanismo | 40 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 4 | MODELAMENTO DINÂMICO | 55 |
| 4.1 | Modelo de 1 GDL com Solução Analítica | 55 |
| 4.2 | Modelo de 1 GDL com Solução Numérica | 68 |
| 4.3 | Modelo de 15 GDL com Solução Numérica | 69 |
| 4.4 | Simulação de Nova Curva de Abertura | 91 |
| 4.5 | Simulação da Redução da Pré-Carga da Mola em Trabalho | 93 |
| 5 | RESULTADOS E COMPARATIVOS..... | 96 |
| 5.1 | Diagrama de Abertura de Válvulas | 96 |
| 5.2 | Curvas de Velocidade e Aceleração | 98 |
| 5.3 | Carregamentos Calculados pelo Modelo Cinemático e Dinâmico..... | 100 |
| 5.4 | Introdução Simplificada da Pré-Carga das Molas no Modelo Dinâmico de 15GDL.... | 104 |
| 6 | CONCLUSÕES | 109 |
| 7 | SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS..... | 110 |
| | REFERÊNCIAS | 111 |
| | BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS | 113 |
| | APÊNDICE A | 115 |
| A.1 | Medição da Aceleração | 115 |
| A.2 | Medição da Deformação..... | 118 |

1 INTRODUÇÃO

O grande desenvolvimento humano, a preocupação com o meio ambiente, a demanda de mercado para mecanismos mais eficientes e de menor custo e o surgimento de legislações governamentais cada vez mais rígidas, vêm através das últimas décadas, guiando os estudiosos na procura de mecanismos mais eficientes e que impactem cada vez menos no meio ambiente. Nesse contexto, os motores de combustão interna, que equipam nossos veículos, vêm sofrendo significativas mudanças e aperfeiçoamentos e em cada vez menor intervalo de tempo. A todo o momento, são criados novos motores, cada vez mais eficientes e menos poluentes. Com eles surgem as novas tecnologias e a necessidade do conhecimento aprofundado das existentes, permitindo assim, cada vez mais, chegar próximo dos seus limites de consumo e emissões de poluentes.

O aperfeiçoamento dos novos motores é seguido da criação de novos sistemas, conceitos e do aperfeiçoamento dos existentes. Baseado nesse fato, este trabalho tratará do conhecimento e do modelamento matemático de um sistema existente, o sistema de acionamento de válvulas de um motor Diesel de 3.2 litros de deslocamento volumétrico, da MWM International Motores.

Para entender a função do sistema ou mecanismo de acionamento de válvulas ou simplesmente trem de válvulas estudado neste trabalho, tem-se que primeiramente conhecer o funcionamento básico do motor de combustão interna, de quatro tempos e injeção direta de combustível do ciclo Diesel.

1.1 Motores do Ciclo Diesel e suas Aplicações

Em sua grande maioria os motores a combustão interna do ciclo Diesel são utilizados na propulsão de veículos automotores e para a movimentação de geradores de energia. Para que eles desempenhem sua função, eles necessitam de sistemas mecânicos formados por componentes, que em conjunto, tem como finalidade principal, transformar o movimento linear do pistão ou êmbolo, em movimento rotativo no eixo de saída do motor ou árvore de manivelas.

Para os motores aplicados na geração de energia, estes são acoplados diretamente a geradores elétricos através de juntas mecânicas. Em geral eles atuam sem variar sua rotação e com calibração especial para desenvolver baixo consumo e conseqüentemente maior eficiência no custo de geração de energia.

Para os motores aplicados na propulsão de veículos, estes são posteriormente conectados em série, a outros componentes que em conjunto formam o trem de potência veicular. Dentre estes componentes estão: a embreagem, a caixa de transmissão ou relação de marchas, os eixos motrizes e as juntas mecânicas, que em conjunto transmitirão a rotação e torque do motor às rodas e pneumáticos, e conseqüentemente o movimento do veículo.

O sistema mecânico da embreagem acopla ou desacopla o motor do restante do trem de potência, permitindo assim, que o motor funcione em rotação de marcha lenta, mesmo com o veículo parado. A embreagem também permite o desacoplamento do motor para a troca de relação de marchas. Para veículos onde a caixa de transmissão é automática, a embreagem pode ser substituída por outros sistemas como o conversor de torque, que desempenha de forma diferenciada a mesma função.

A caixa de transmissão ou relação de marchas funciona basicamente através da combinação de pares de engrenagens ou pares de correias e polias, entre outros, transformando o torque e rotação de saída do eixo do motor ou árvore de manivelas em variadas combinações de torque e rotação para as rodas e pneumáticos, provendo assim o torque e rotação necessários à operação do veículo nas variadas condições de carga e velocidades. As caixas de transmissão podem ser

automáticas e manuais. As manuais dependem da operação pelo condutor do veículo, enquanto as automáticas normalmente funcionam sem a intervenção do condutor.

Após as caixas de transmissão, os eixos e juntas mecânicas, são necessários para transmitir a rotação e torque disponíveis no motor às rodas e pneumáticos.

1.2 Motores do Ciclo Diesel e seu Funcionamento Básico

Internamente no motor, o movimento linear e alternativo do êmbolo ou pistão, é transformado em movimento rotativo no eixo de saída, através do sistema de biela e manivela, observado na Figura 1.1.

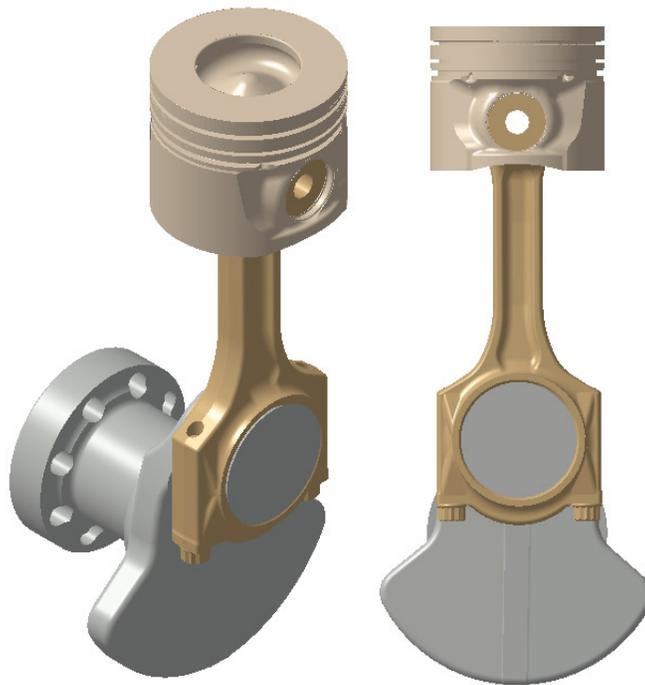


Figura 1.1: Sistema Biela e Manivela da MWM International Motores.

O movimento linear e alternativo do pistão ou êmbolo ocorre devido ao trabalho realizado pela expansão térmica dos gases na câmara de combustão. Essa expansão de gases ocorre como

conseqüência do aumento da temperatura, ocasionada pela combustão da mistura ar e combustível. Com o aumento da temperatura, ocorre o aumento da pressão dos gases, que movimentam linearmente o pistão, aumentando assim o volume da câmara de combustão, reduzindo a pressão dos gases e realizando trabalho.

Para que ocorra a combustão da mistura ar e combustível, na câmara de combustão, é necessário, antes de tudo, que se provenha ar e combustível ao ambiente da câmara de combustão e que ocorra a ignição. No caso dos motores do ciclo Diesel de quatro tempos, a ignição do combustível se dá de forma espontânea, isso devido às condições de alta temperatura e pressão presentes no momento da injeção do combustível, na câmara de combustão. Nos motores do ciclo Otto, alimentados por gasolina ou álcool e de injeção não direta a câmara de combustão, por exemplo, a ignição da mistura ar e combustível, é feita pela criação de arcos elétricos internamente à câmara de combustão, nos dispositivos elétricos conhecidos como velas. Para os motores do ciclo Diesel de injeção direta de combustível, o óleo Diesel ou Biodiesel, é injetado de forma pulverizada através de bicos injetores, diretamente à câmara de combustão, esses são alimentados com alta pressão de combustível, como por exemplo, de 1600 bar à 2000 bar, pela bomba de alta pressão ou pela bomba injetora, no caso de motores sem injeção eletrônica. Para que se possa ocorrer a injeção de combustível na câmara de combustão, a pressão de injeção deve ser positiva e maior que a pressão interna na câmara de combustão, no momento da injeção.

O ar por sua vez, é fornecido à câmara de combustão através dos condutos de admissão, que normalmente nos motores de quatro tempos, estão situados no cabeçote e posicionados no topo do cilindro. Para a saída dos gases ou gases da combustão, existem de forma similar, os condutos de escapamento.

Nos limites que separam os condutos de admissão e escapamento da câmara de combustão, estão as válvulas de admissão e escapamento, componentes cuja função principal, é de fechar ou abrir as passagens de admissão de ar e saída de gases de escapamento, com a câmara de combustão.

O movimento de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escapamento é comandado pelo mecanismo de acionamento de válvulas. Existem vários tipos de configurações

de trem ou mecanismos de válvulas. Na Figura 1.2 pode se observar um mecanismo de quatro válvulas por cilindro, onde duas são de admissão e duas de escapamento. Esse é o mecanismo de estudo desse trabalho.

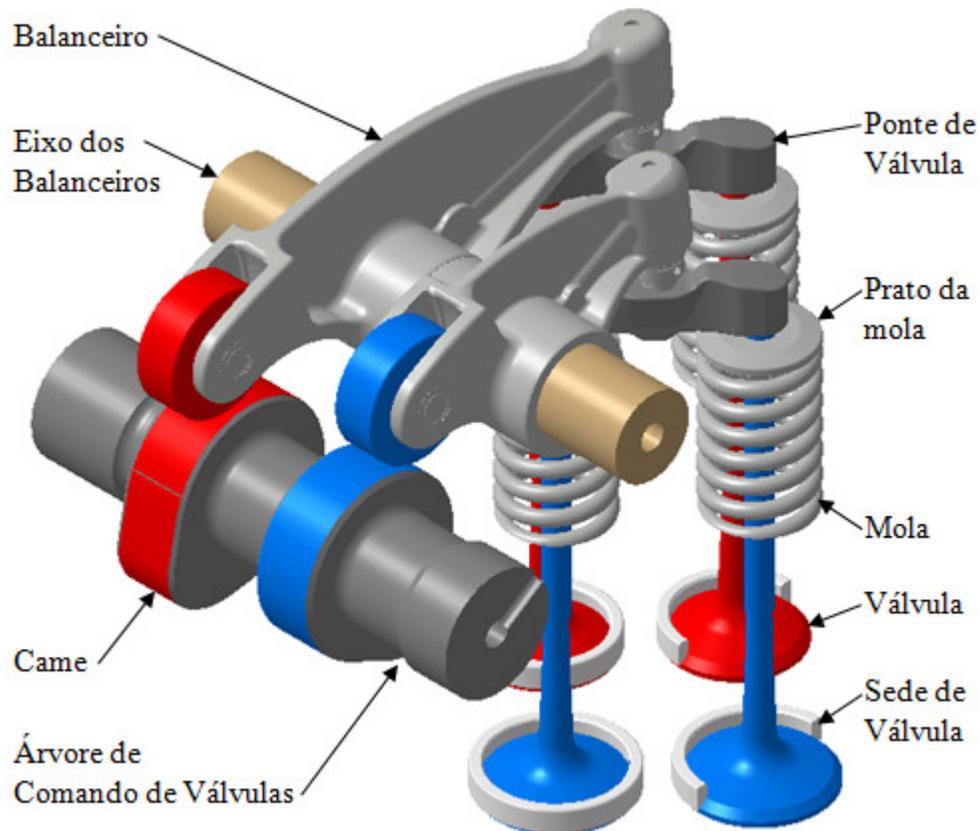


Figura 1.2: Trem de Válvulas da MWM.

No mecanismo de acionamento de válvulas ou simplesmente trem de válvulas, a função ou curva de abertura e fechamento das válvulas é basicamente dada pela forma geométrica dos cames de admissão e escapamento. Os cames para motores possuem uma forma geométrica lobular, assemelhando-se ao perfil da lateral de um ovo. Na Figura 1.3, pode-se observar sua geometria característica. Os cames são componentes largamente utilizados na mecânica desde a antiguidade e servem para transmitir movimento a outro componente denominado seguidor. No trem de válvulas apresentado na Figura 1.2, o seguidor é o balanceiro do tipo pivotado e com rolete.

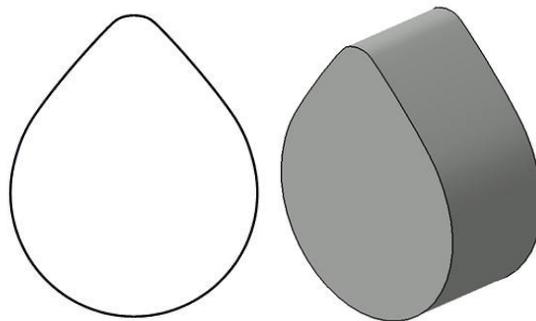


Figura 1.3: Vista lateral e isométrica de um Came da MWM.

Os cames para motores fazem parte de um eixo cilíndrico com mancais rotativos, denominado árvore de comando de válvulas e observado na Figura 1.4. O número de cames depende do número de cilindros do motor e da configuração do projeto do trem de válvulas. O número mínimo usual de cames, é de um came de admissão e outro de escape por número de cilindros do motor. Os cames controlam o início da abertura, a abertura máxima e o fechamento das válvulas, já o sincronismo da abertura das válvulas com o restante do motor, é dado pela posição angular do came, na árvore de comando de válvulas. Normalmente os cames e árvores de comando de válvulas para motores Diesel são usinados de peças brutas e com baixa rugosidade para evitar seu desgaste em funcionamento, os materiais mais comuns para sua confecção são o ferro fundido e o aço forjado. Existem ainda árvores de comando de válvulas onde o eixo é um tubo de aço e os cames e mancais, também de aço, montados por interferência ao longo do tubo, sendo esse último tipo de baixa inércia rotativa e normalmente de menor custo.

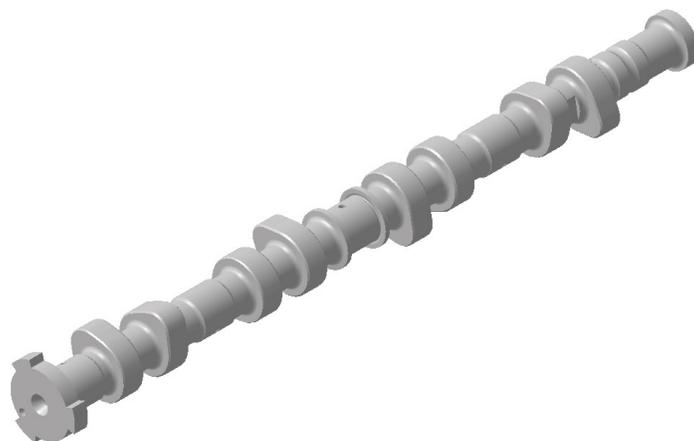


Figura 1.4: Árvore de Comando de Válvulas de um motor de quatro cilindros da MWM.

A árvore de comando de válvulas, para motores de quatro tempos, possui sua relação de rotação com o eixo de saída do motor reduzida à metade, ou seja, enquanto o eixo de saída do motor ou árvore de manivelas realiza duas voltas, o comando de válvulas realiza apenas uma. Essa relação é para permitir que o motor realize seus quatro tempos de funcionamento, a admissão, a compressão, a expansão e a exaustão, sem que as válvulas abram em momentos indesejados. Dessa forma, a cada duas voltas da árvore de manivelas, a válvula de escape abre apenas uma vez no ciclo da exaustão e a de admissão apenas uma vez no ciclo da admissão, ambas permanecendo fechadas nos ciclos da compressão e expansão.

A transmissão de movimento ou tomada de força para a árvore de comando de válvulas é provida pela árvore de manivelas. Essa transmissão é normalmente feita por engrenagens, em veículos comerciais pesados. Para veículos médios, ela é feita por engrenagens e corrente, e para leves via corrente ou correia dentada.

Para o correto funcionamento do sistema, a árvore de comando de válvulas deve ser montada em sincronismo com a árvore de manivelas. Isso permite a correta troca de gases e evita que haja colisão entre válvulas e êmbolo. Em alguns casos, em condição normal de trabalho, a folga relativa entre êmbolo e válvula em movimento durante o ciclo, pode chegar a menos de um [mm] de distância.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo principal a construção de dois modelos matemáticos, que possam prever o comportamento cinemático e dinâmico de um mecanismo de trem de válvulas de um motor Diesel de quatro tempos e quatro válvulas por cilindro da MWM International. Como objetivos específicos do trabalho, citam-se:

- Representar a geometria do came através do uso de polinômios e comparar a influência do grau do polinômio na representação da curva do came.

- Construir um modelo cinemático que através do came dado, possa prever o valor de abertura, velocidade e aceleração das válvulas de admissão e escapamento.
- Construir um modelo dinâmico com vários graus de liberdade, para o estudo dinâmico do mecanismo de acionamento de válvulas.
- Comparar os valores de aceleração das válvulas obtidos no modelo cinemático com os obtidos no modelo dinâmico em baixa e alta rotação.
- Avaliar a ocorrência de perda de contato ou flutuação entre os componentes do mecanismo de acionamento de válvulas.

1.4 Apresentação do Trabalho

Este trabalho foi dividido em sete capítulos, onde são apresentadas as revisões literárias, as metodologias abordadas, simulações, procedimentos experimentais realizados, resultados encontrados e a conclusão referente ao trabalho. A seguir, faz-se uma breve descrição do conteúdo de cada um dos capítulos que compõem este trabalho:

Capítulo 2 – Apresenta uma revisão bibliográfica, abordando os conceitos dos comes e dos mecanismos de acionamento de válvulas.

Capítulo 3 – Descreve o modelamento cinemático do trem de válvulas.

Capítulo 4 – Descreve o modelamento dinâmico do trem de válvulas.

Capítulo 5 – Apresenta os resultados e comparativos entre os dois modelamentos.

Capítulo 6 – Apresenta a conclusão.

Capítulo 7 – São apresentadas as sugestões propostas para trabalhos futuros.

1.5 Motivação do Trabalho

As motivações para o estudo do trem de válvulas são inúmeras. Todo novo motor possui a necessidade do desenvolvimento de um novo trem de válvulas. A MWM International é um dos fabricantes de motores em território nacional que desenvolve o projeto de novos motores com novos trens de válvulas. O trem de válvulas faz parte integral do desenvolvimento de um motor eficiente, durável e com baixa emissão de poluentes. A crescente demanda de projetos de novos sistemas que permitam maior eficiência na troca de gases com o cilindro. Além disso, sustentar as considerações para a escolha de um sistema de trem de válvulas conforme a aplicação do motor, desempenho, emissão de poluentes, economia de combustível, espaço, características dinâmicas, ruído, durabilidade, manutenção e custo. Na MWM quando um trem de válvulas é projetado para um novo motor, as análises do trem de válvulas e projeto dos perfis de cames são executadas em um parceiro de tecnologia, esses parceiros são estrangeiros e de alto custo. Depois de feitas as análises dos mecanismos, a MWM recebe e analisa de acordo com seus especialistas somente os resultados, tendo como consequência que não desenvolve conhecimento aprofundado nessa área de projeto e simulação de motores. Atualmente, a MWM, após expressivos investimentos financeiros, dispõe de programas de mercado para simulação cinemática e dinâmica de trem de válvulas. Porém, o corpo técnico necessário para operar esses programas com critério ainda não foi estabelecido. Este trabalho dá início ao estudo teórico que sustentará os novos trabalhos e análises de acordo com o modelamento aqui descrito e também em programas comerciais para o projeto e análise de trens de válvulas.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Introdução

Nos mais de 100 anos de história dos motores de combustão interna, são muitos os trabalhos publicados e conhecimento acumulado em trens de válvulas para motores (WANG, 2007). Já os primeiros mecanismos acionados por cames datam de muito tempo antes, ainda no século três AC e os relatos da associação de cames em árvores, ou seja, as árvores de cames somente irão aparecer muito tempo mais tarde na Mesopotâmia do século treze. No continente europeu os cames e árvore de cames aparecem utilizados em mecanismos do século quatorze, porém, podem ter sido utilizados, até mesmo, muito antes dessa data. As árvores de comando de válvulas foram aplicadas nos primeiros motores de combustão interna que datam do século dezenove e a partir de então, são alvo de pesquisa e desenvolvimento até os dias de hoje (WIKIPEDIA). Passam-se os anos e os motores cada vez mais rápidos e eficientes, solicitam cada vez mais do correto funcionamento dos mecanismos de acionamento de válvulas.

Em 2 de julho de 1916, no jornal *The New York Times*, foi publicado o artigo *Need Accurate Valve Timing For Full Power* escrito por William H. Stewart, Jr., presidente então da Escola de Automóveis Stewart, onde dizia que o sincronismo da válvula de admissão com a inércia de entrada da mistura de ar e combustível, em um motor a gasolina, devem ser acertados para se obter maior potência no motor. Quase um ano depois, em 17 de junho de 1917, o mesmo autor e jornal, publicam matéria similar onde em um parágrafo, afirmam que fortes molas de válvulas são aplicadas para garantir o retorno da válvula a sua sede, dando os primeiros sinais da observação dos danos que os efeitos dinâmicos poderiam causar ao funcionamento do motor.

Com o aumento das rotações dos motores no início da década de trinta, teve início um crescimento de falhas mecânicas em trens de válvulas de aplicações automotivas e aeronáuticas. Devido a esse aumento de falhas, questionamentos já não mais podiam ser explicados através de

análises convencionais. Tornou-se crescentemente aceitável então, que mudanças abruptas nos valores de aceleração das válvulas deveriam ser evitadas (CHEN, 1982).

Desde então muitos trabalhos foram publicados e nas últimas décadas com o aperfeiçoamento dos modelos de cálculo e, com o auxílio dos computadores, está sendo possível com cada vez mais prever com precisão, o comportamento dinâmico dos mecanismos de acionamento de válvulas para motores de combustão interna.

2.2 O Mecanismo de Acionamento de Válvulas ou Trem de Válvulas

O trem de válvulas de um motor é constituído pelas válvulas e pelos mecanismos associados a elas, que possibilitam sua operação. Esses mecanismos são as ligações mecânicas entre as válvulas e a árvore de comando de válvulas, requeridos para que se transmita o correto movimento as válvulas. Eles devem abrir e fechar as válvulas em correta relação de fase com o êmbolo e prover uma curva de abertura que restrinja o mínimo possível o fluxo de passagem de gases (TURKISH, 1946). Não existe uma norma que defina os tipos de trem de válvulas existentes. Na Figura 2.1 estão representados os tipos mais comuns de acionamento de válvulas.

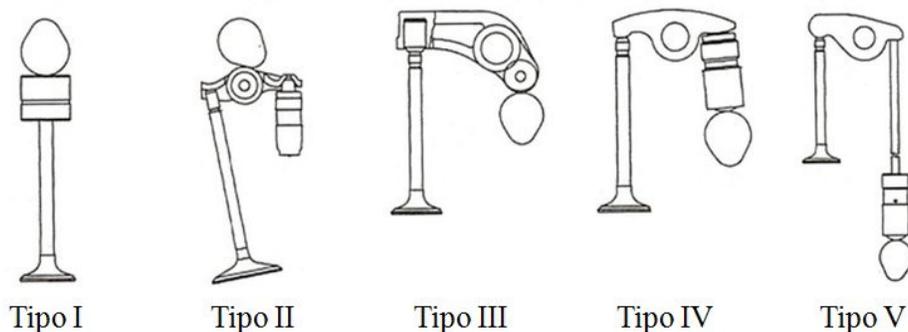


Figura 2.1: Tipos de mecanismos de trem de válvulas (WANG, 2007).

Na Figura 2.1, o que se observa, é que da esquerda para a direita ocorre o aumento de número de componentes e com o aumento de componentes, a elasticidade e massa do conjunto é aumentada, limitando assim sua máxima frequência de operação.

Para motores de alta rotação, como por exemplo, acima de 6500 [rpm], o Tipo I é de excelente aplicação, porém já não é tão bom quanto ao Tipo II para atrito, pois o Tipo II possui um rolete. O tipo V permite que a árvore de comando de válvulas esteja no bloco, porém, devido a sua grande elasticidade, normalmente é utilizado somente em motores de menor rotação. Cada um dos tipos tem suas qualidades e deficiências, cabendo a escolha ser feita de acordo com as características do motor que o mecanismo será aplicado e a as exigências as quais será solicitado.

A curva de abertura e fechamento de válvulas de um motor é determinada por esses mecanismos associados e mais especificamente ao perfil do came. O perfil do came deve ser feito de tal maneira, que ele imponha uma suave operação nas válvulas e que esse movimento tenha a precisão de ser repetido a cada ciclo completo do motor. Para evitar falhas prematuras nas partes mecânicas e reduzir o ruído de operação, os carregamentos de impacto devem ser reduzidos ao mínimo no momento em que a válvula deixa sua sede e em seu retorno, no momento do fechamento. A forma de reduzir os impactos é prover ao perfil do came, as rampas de abertura e fechamento (TURKISH, 1946).

O mecanismo estudado nesse trabalho é do tipo III e seu balanceiro é conhecido, segundo Doughty (1987), como seguidor roletado e pivotado.

2.3 Curva de abertura de válvulas

Para a máxima eficiência volumétrica de enchimento do cilindro, a válvula deveria ser aberta até seu máximo imediatamente após seu início de abertura e ser posteriormente fechada da mesma forma. O gráfico ideal de abertura das válvulas, versus o ângulo do came, deveria ter uma forma retangular conforme a Figura 2.2. Em condições reais e com a válvula acionada por cames, o perfil do came é quem determina a curva de abertura das válvulas, mas a velocidade e a aceleração da válvula, no momento de sua abertura e fechamento, é o que predominantemente influenciam o perfil do came e a curva de abertura das válvulas (WANG, 2007).

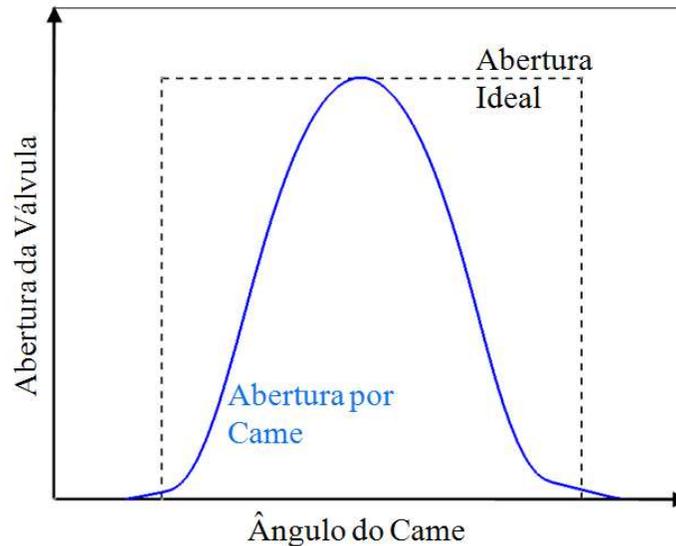


Figura 2.2: Abertura de válvula ideal e abertura feita por came.

Existem na literatura várias curvas básicas de movimento para seguidores acionados por cames, porém, para o acionamento de válvulas de motores, esse universo se estreita. Curvas compostas por união de arcos e com descontinuidades de velocidade ou aceleração não devem ser aplicadas. Essas curvas não devem ser aplicadas devido aos efeitos catastróficos que podem causar em altas rotações de trabalho. Efeitos como a flutuação das válvulas e desgaste dos componentes, acabam sendo inevitáveis nesses casos.

Segundo Chen (1982) e Doughty (1987), as curvas de abertura descritas por arcos circulares, descritas por aceleração constante, por harmônicas simples, parabólicas e cúbicas, não são aplicáveis a rotações altas. Entre as curvas elementares, somente as de movimento cicloidal, poderiam ser adequadas para maiores rotações.

Para motores, porém, as curvas de abertura, necessitam de características distintas nos momentos de abertura e fechamento, o que praticamente impede a possibilidade do uso de uma curva matematicamente mais simples, e sim da combinação de algumas.

O estudo das curvas para acionamento de válvulas vem se desenvolvendo há décadas. Porém, a forma básica continua seguindo como descrito por estudiosos como Turkish (1946) e

Dudley (1948). Segundo Dudley, durante sua pesquisa em ajustes automáticos de mecanismos de válvulas, realizada em 1943, notou que havia uma falta de conhecimento sobre a má movimentação de válvulas e que simplesmente o aumento da pré-carga da mola falhava na tentativa de evitar que a válvula não pulasse de sua sede no momento de impacto em seu fechamento. Nessa época, já ficou claro que o mau comportamento dos trens de válvulas em altas rotações era devido às flexibilidades dos componentes. Thoren, Engemann e Stoddart (1952), referenciando-se no trabalho de Dudley (1948), desenvolveram um método para o projeto do came, que através de famílias de funções polinomiais e de uma função que leva em consideração a rigidez do sistema, massa dos componentes e sua rampa de abertura, prediz o comportamento dinâmico das válvulas em altas rotações. Eles chamaram a curva criada por esse processo de *Polydyne*, que era uma junção das palavras polinômio e dinâmica na língua inglesa.

Desde então, muitos trabalhos vêm sendo publicados e muitos foram os métodos desenvolvidos para o aperfeiçoamento das curvas de levantamento de válvulas, principalmente através de modelos matemáticos dinâmicos que consideram a massa, a elasticidade e o comportamento vibratório dos componentes do trem de válvulas.

No projeto dos perfis de cames e mecanismos de acionamento de válvulas, não somente é estudado o comportamento cinemático e dinâmico do trem de válvulas, mas também são calculados os valores de pressão de contato, que são um importante fator de desgaste nas juntas deslizantes e rotativas de todo o trem de válvulas.

Conforme detalhado por Turkish (1946) e observado nas geometrias das curvas de levantamento de válvulas utilizadas atualmente, elas possuem, anteriormente ao seu evento principal de abertura, uma pequena rampa à velocidade constante e, logo após o evento principal, a rampa de fechamento também à velocidade constante, conforme observado na Figura 2.3. No trabalho sobre componentes para trem de válvulas de Voorhies (1942), já é possível encontrar uma formulação simplificada para definição do tamanho da rampa de fechamento e notar a presença da rampa de abertura a velocidade constante em um gráfico do trabalho.

As curvas da Figura 2.3, são oriundas de uma análise cinemática, ou seja, para corpos rígidos e indicam um comportamento controlado no fechamento da válvula.

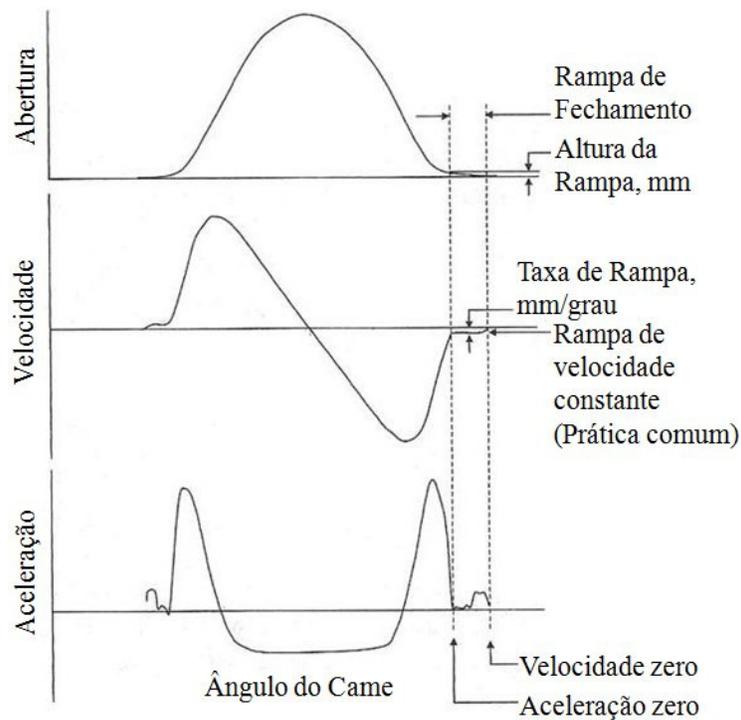


Figura 2.3: Curvas de Abertura, Velocidade e Aceleração da válvula (WANG, 2007).

Segundo Turkish (1946), a rampa de abertura deveria permanecer com velocidade constante até que pequenas deflexões no trem de válvulas, como folgas, assentamento de contatos e pequenos desvios de manufatura, fossem eliminados durante o momento em que o seguidor deixa o raio base do came, até o momento do evento principal de abertura, onde o maior carregamento é aplicado ao mecanismo. De forma similar, a rampa de saída deveria possuir velocidade constante, para garantir que mesmo com as deflexões do sistema, a velocidade de fechamento da válvula seja baixa, prevenindo assim o alto impacto da válvula com sua sede. Velocidades de fechamento altas podem causar desgaste excessivo, vedação ineficiente e posterior quebra na região.

Observando que Voorhies (1942) e Turkish (1946) publicavam a importância das rampas de velocidade constante, o que se observa atualmente é que tal detalhe é utilizado em motores modernos, e sua eficácia é comprovada nos modelos dinâmicos e testes práticos. Basshuysen e Schafer (2006) e Wang (2007), publicaram recentemente os mesmos conceitos e Wang (2007)

ainda publica que um valor de referência máximo para a velocidade de fechamento, é de aproximadamente 0.75 [m/s].

Em geral, as cargas de fechamento aumentam com a rotação do motor, causando o aumento da deflexão do trem de válvulas, que progressivamente resultam em fechamentos antecipados da válvula. Além da característica geométrica da rampa de fechamento, que influi diretamente na velocidade de fechamento, a rotação crítica é ainda definida pela frequência natural do trem de válvulas, pela frequência de operação do motor, pelo pulso de aceleração dado ao sistema na abertura da válvula e pelo período de aceleração positiva da válvula que antecede o seu fechamento (WANG, 2007). Todos esses fatores têm influência na velocidade de fechamento da válvula.

O valor da velocidade de fechamento, considerando a elasticidade do sistema, as massas dos componentes e demais influências citadas no parágrafo anterior, pode ser observado na Figura 2.4, nela torna-se claro a influência do aumento da rotação do motor, na velocidade de fechamento da válvula.

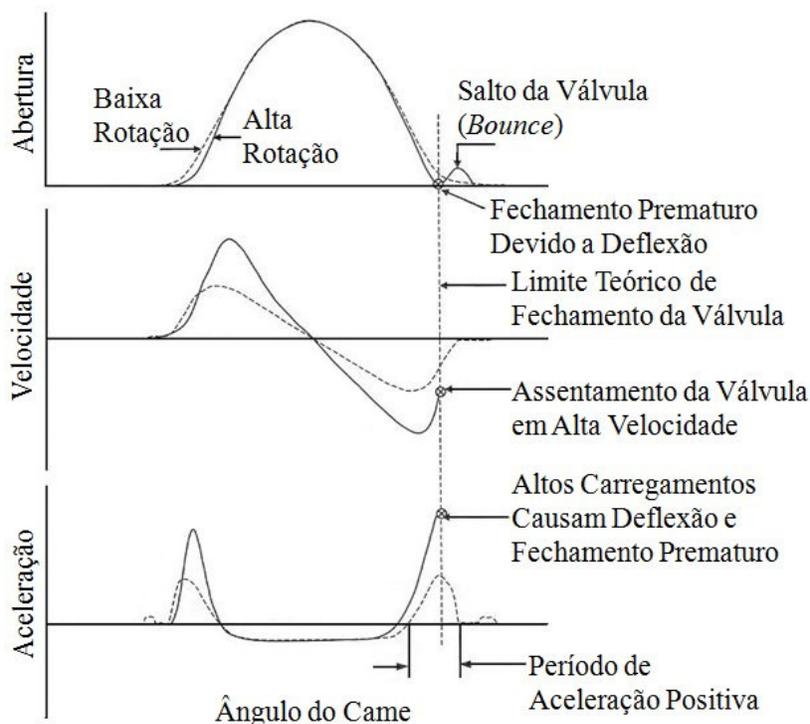


Figura 2.4: Deflexões no fechamento da válvula (WANG, 2007).

2.4 Folga de Válvulas

A folga de válvulas é um espaço livre entre dois componentes do trem de válvulas. Ela é necessária para que, mesmo com a dilatação dos componentes, com o desgaste da válvula na região da sede e com os desvios de manufatura e montagem, a válvula continue assentando em sua sede. Sem ela, a válvula poderia ser mantida aberta, não permitindo a vedação dos gases e conseqüente perda de potência, economia e aumento da emissão de poluentes. Já uma folga exagerada, causaria aumento do ruído, diminuição da abertura das válvulas, desgaste excessivo do sistema, perda de potência, economia e aumento da emissão de poluentes.

Existem dois tipos de controle da folga de válvulas, a chamada regulagem mecânica e o ajuste hidráulico. Em ambos os casos a rampa de abertura a velocidade constante comumente existe, porém, ela poderia ser menor quando utilizado o ajuste hidráulico.

2.4.1 Regulagem Mecânica da Folga de Válvulas

A regulagem mecânica consiste em ajustar uma folga pré-definida na região entre a válvula e o balancim ou entre a válvula e o seguidor. Para permitir esse ajuste, motores equipados com balanceiros possuem um parafuso para a regulagem da folga. Em mecanismos sem balanceiros, o ajuste é feito através da seleção da altura do seguidor ou da pastilha que será montada no mecanismo. O processo de ajuste consiste na medição da folga e posterior seleção do seguidor ou pastilha, ou seja, existe mais de uma altura de seguidor ou pastilha, para ser montado conforme o dimensional de cada conjunto montado no motor. Antes de iniciar o ajuste, o seguidor deverá estar na região do círculo base do came.

No motor MWM modelo ACTEON de 4.8 e 7.2 litros e conforme seu manual de serviço de 2010, a folga de válvulas deve ser ajustada de forma que se mantenha entre 0.2 e 0.4 [mm] na

região indicada pela Figura 2.5. E em cada novo momento de inspeção do motor, a folga deve ser checada e regulada novamente caso necessário.

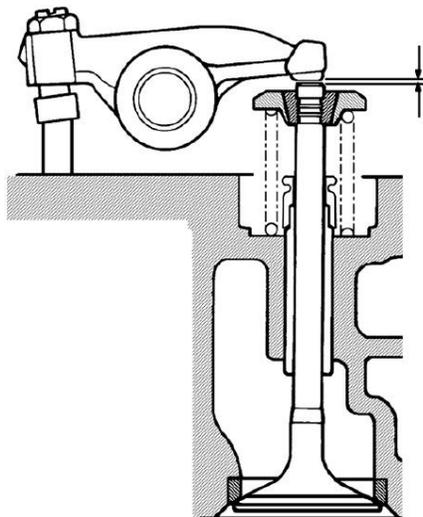


Figura 2.5: Local para medição da folga de válvulas no motor MWM modelo ACTEON.

Já no manual do proprietário do automóvel VW Sedan 1968, a folga deve ser regulada em 0.1 [mm]. A regulagem é executada através do parafuso de regulagem com contra porca, situados no balanciro. Para o controle e regulagem da folga, é utilizada uma lâmina calibrada, como observado na Figura 2.6 extraída do manual do proprietário do automóvel VW Sedan 1968.

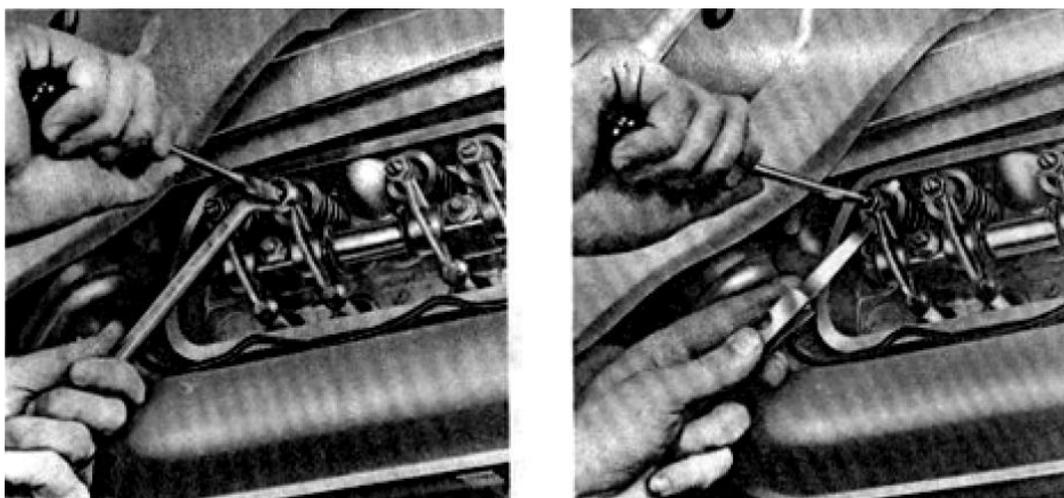


Figura 2.6: Regulagem da folga de válvulas conforme manual do VW Sedan 1968.

Apesar do VW Sedan 1968 possuir sistema de regulagem mecânica, assim como o primeiro modelo fabricado no Brasil em 1959 e também sua última série de fabricação nacional em 1996, o que se observa atualmente, é que veículos de passeio normalmente possuem a regulagem automática através do uso de atuadores hidráulicos e motores para veículos comerciais médios e pesados, utilizam a regulagem mecânica. Isso porque em motores para veículos comerciais médios e pesados, a vida útil exigida para o motor é maior que para veículos de passeio. Apesar do desenvolvimento tecnológico dos atuadores hidráulicos para regulagem de folga de válvulas, os ajustes mecânicos ainda são vistos por alguns como mais robustos e duradouros nesse tipo de aplicação.

2.4.2 Ajuste Hidráulico da Folga de Válvulas

O ajuste hidráulico da folga de válvulas é feito automaticamente através do uso de um pequeno atuador hidráulico ou simplesmente chamado de tucho hidráulico no trem de válvulas. Para seu uso, o sistema de trem de válvulas deve possuir canais de suprimento de óleo. O óleo é fornecido à câmara interna do atuador para a extinção da folga de válvulas, seu retorno é impedido pela pequena válvula anti-retorno, situada internamente no atuador. No momento da abertura da válvula uma grande força é criada, porém o atuador não se retrai devido ao calço hidráulico criado em seu interior. Apesar da válvula anti-retorno não permitir o retorno do óleo à galeria de suprimento, um pequeno e calculado vazamento de óleo, entre o êmbolo e a carcaça externa, é necessário para permitir que a dilatação do trem de válvulas não segure a válvula aberta. Poucas são as desvantagens da utilização de tuchos hidráulicos, podendo se citar o aumento de massa do trem de válvulas e a necessidade de suprimento de óleo como algumas delas. São vários os tipos, tamanhos e formas de tuchos hidráulicos. Na Figura 2.7 observa-se um atuador hidráulico para ser montado em balanceiro onde a pequena esfera com mola é a válvula anti-retorno e o óleo é fornecido ao atuador pelo orifício superior.

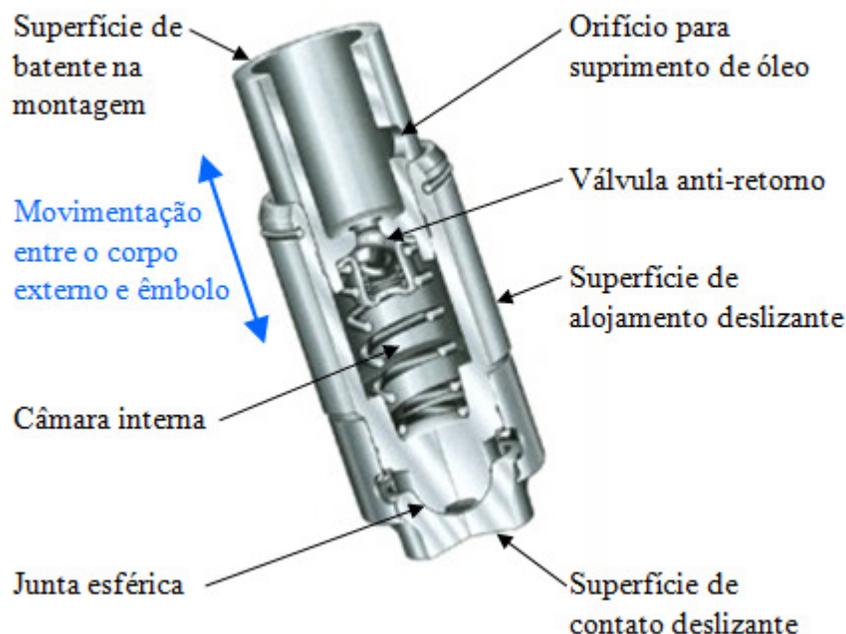


Figura 2.7: Tucho hidráulico da empresa Schaeffler do Brasil Ltda.

Quando o motor permanece sem ser ligado por alguns dias, pode ocorrer o esvaziamento de óleo da câmara interna de alguns tuchos e conseqüente retração do atuador. Isso normalmente ocorre nas válvulas que permaneceram abertas no momento da parada do motor, devido à atuação da força da mola de válvulas no atuador e com isso, a folga de válvulas é aumentada. Quando é dada a partida novamente no motor, é observado um aumento de ruído, causado pela folga de válvulas exagerada. Após um curto espaço de tempo, a câmara do atuador é novamente preenchida, a folga eliminada e o ruído diminuído. Normalmente, para que ocorra um enchimento rápido da câmara do atuador é montada uma válvula anti-retorno na região do cabeçote, evitando assim que em longos períodos de parada do motor, a ação da gravidade não esvazie o óleo das galerias de suprimento diretamente para o cárter do motor, demorando assim o óleo, para voltar à câmara do atuador, no momento de nova partida do motor.

O mecanismo estudado nesse trabalho possui o ajuste hidráulico da folga de válvulas através do uso de atuadores similares aos da Figura 2.7 e montados no balanceiro conforme o Tipo III da Figura 2.1.

2.5 O Came

Os cames para mecanismo de acionamento de válvulas em motores são basicamente divididos em duas regiões, a do círculo base e a região fora desse círculo, denominada como perfil do came e observada na Figura 2.8. O perfil do came é responsável por impor movimento ao seguidor. O movimento do seguidor e a geometria do trem de válvulas definirão a curva de abertura da válvula. Enquanto o seguidor estiver fora da região do perfil, ou seja, na região de contato com o círculo base, esse permanecerá sem movimento e conseqüentemente a válvula permanecerá fechada.

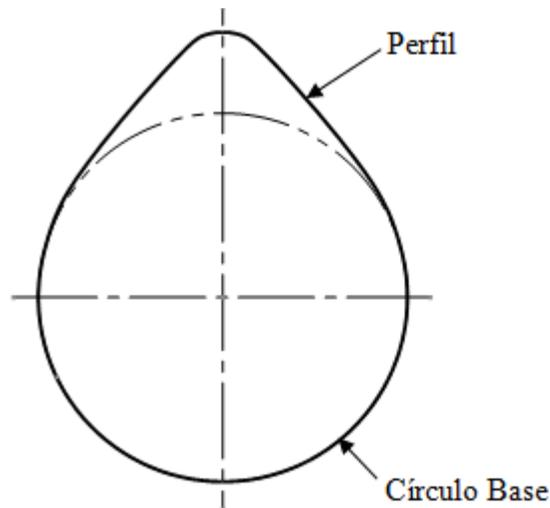


Figura 2.8: Perfil lateral do came

Apesar do trem de válvulas se movimentar conforme a forma do perfil do came, sua geometria é construída para respeitar a característica da curva de abertura de válvulas pré-definida entre limites razoáveis de construção, ou seja, no início do projeto é a curva de abertura de válvulas que define o perfil do came.

Quando a curva de abertura de válvulas definida pelo came e seu mecanismo, possui em sua segunda derivada uma descontinuidade, sua aceleração será também descontínua. Quando isso acontece, a força de contato entre came e seguidor é descontínua causando uma situação de impacto. O impacto leva a um dano de superfície que acelera o desgaste no contato entre came e

seguidor. Essa situação de impacto excita a vibração através de todo o trem de válvulas aumentando a possibilidade de falha (DOUGHTY, 1987).

Apesar de o came ser uma curva e poder ser representado, projetado e simulado através do uso de equações e polinômios, na indústria, ao contrário do que se pode pensar, os desenhos de perfis de came são construídos através de dados discretos. Neles, o perfil do came é cotado grau a grau através do uso de coordenadas polares e ou tangenciais. A vantagem em se usar coordenadas tangenciais é que, para seguidores translacionais de face plana, a coordenada tangencial é o próprio valor do levantamento do seguidor, facilitando assim o cálculo cinemático da curva de abertura de válvulas. O uso de coordenadas tangenciais também facilita a medição da peça física, e eram usadas para construir com maior facilidade o modelo *master* do came. O modelo *master* do came é utilizado em máquinas de usinagem mais antigas como modelo copiador, anteriores as máquinas com CNC. Na Figura 2.9 está representado o desenho de um came simétrico para seguidor de face plana da MWM. Nele está cotado o perfil do came em coordenadas polares e tangenciais. A forma dupla de cotar tem o intuito de facilitar o processo de fabricação e medição, em qualquer que seja a opção do construtor ou medidor da peça final.

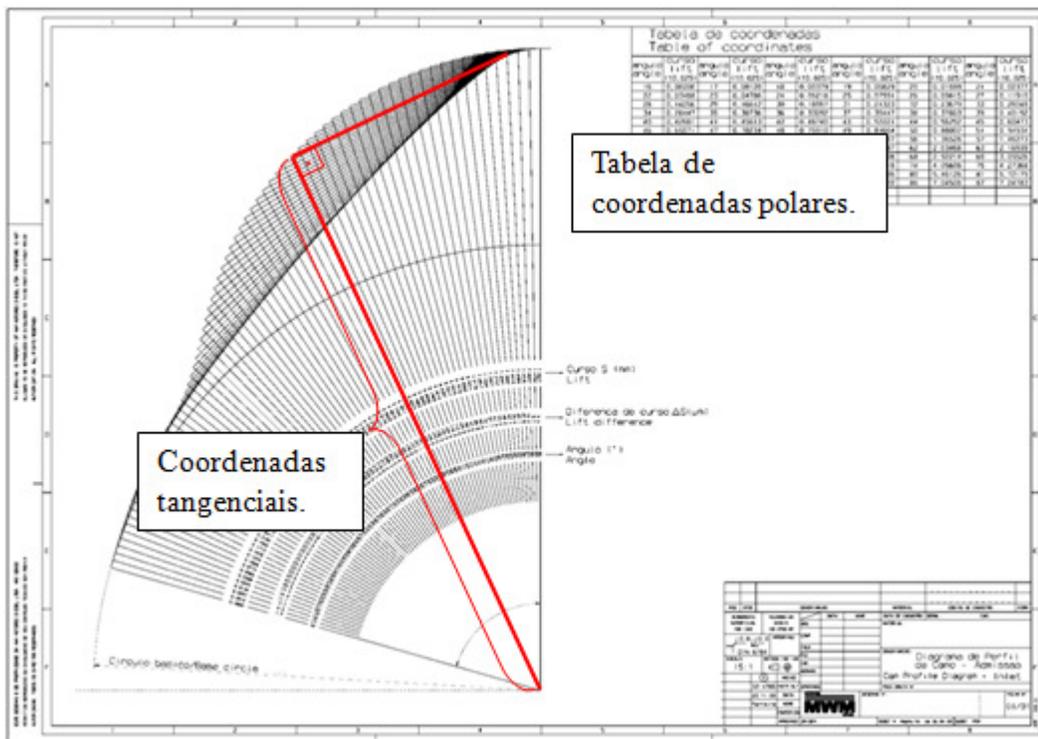


Figura 2.9: Desenho do perfil de um came simétrico para seguidor de face plana da MWM.

No projeto do came, um importante fator a ser considerado é o valor da pressão de contato. Calcula-se o raio instantâneo de contato ponto a ponto do came e seguidor, comprimento da superfície de contato e juntamente com o valor de carregamento e materiais aplicados é possível calcular o valor da pressão de contato. A teoria de contato entre sólidos elásticos teve grande contribuição do cientista Heinrich Rudolf Hertz ainda no século XIX, o que levou a chamar a pressão de contato como Tensão de Hertz. Norton (2000) reúne em seu livro, um vasto material para o cálculo da Tensão de Hertz para alguns tipos de geometrias de contato, sugerindo ainda parâmetros para o limite a fadiga de alguns materiais. Wang (2007) além de citar o gráfico da distribuição de tensão de contato de Turkish (1946) para seguidores de faces planas e fórmulas de cálculo clássicas, ainda fornece os materiais e tratamentos térmicos mais utilizados. Chen (1982) também fornece um sumário com as fórmulas para cálculo da Tensão de Hertz válidas para perfeito alinhamento entre as superfícies de contato e também apresenta a formulação para contatos entre rolos abaulados.

No caso de cames e seguidores que trabalham deslizando e sem roletes, ainda podem ser estudados os fenômenos hidrodinâmicos, para evitar que ocorra o rompimento do filme de óleo entre as superfícies do came e seguidor na região de contato. O rompimento tem facilidade para ocorrer em situações com altas forças de contato e menor velocidade de deslocamento relativo entre came e seguidor na região do contato. A tribologia entre came e seguidor é complexa e muito estudada. Para novos projetos, o que se costuma fazer por experiência é basicamente respeitar os limites valores de Tensão de Hertz para materiais e condições já conhecidas de deslizamento e rolamento.

2.5.1 Trem de Válvulas Sem Cames

O acionamento de válvulas através do uso de cames, apesar de convencional, não é a única forma de se acionar as válvulas. Existem também mecanismos que dispensam o uso de árvore de comando de válvulas e cames. Esses projetos foram criados com o objetivo de diminuir o consumo de combustível, reduzir o nível de emissões de poluentes e aumentar o torque do

veículo em baixas rotações. Esses objetivos somente são alcançados devido ao sistema permitir controlar melhor a abertura da válvula, abrí-las mais rápido e, variando a abertura máxima e o sincronismo do momento de abertura e fechamento, encontrando assim a melhor configuração de entrada e saída de gases para as várias condições de operação do motor. Estudos ainda indicam a possibilidade de eliminação do corpo de borboleta para motores do ciclo Otto e também para executar a desativação de cilindros. O objetivo da desativação de cilindros é de extinguir a combustão e o acionamento das válvulas para redução de consumo de combustível em condições de operação em baixa carga. Esse tipo de estratégia já existe em alguns motores com maior número de cilindros.

Entre os sistemas de acionamento de válvulas sem cames, se destacam os sistemas hidráulicos, que acionam as válvulas através de atuadores e também os sistemas com atuadores eletromagnéticos conforme a Figura 2.10, ambos são normalmente aplicados em conjunto com molas helicoidais.

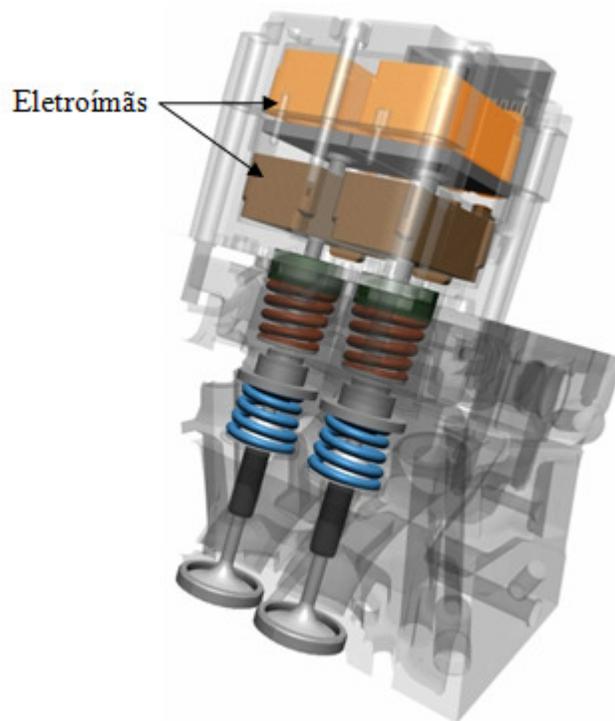


Figura 2.10: Trem de válvulas *Camless* com atuadores eletromagnéticos da empresa Valeo.

2.6 O Seguidor

Existem vários tipos de seguidores para acionamento de válvulas. Os mais comuns descrevem um movimento translacional em apenas uma direção. Eles podem ser de face de contato plana de deslizamento ou de rolete. Esses e juntamente com os balanceiros pivotados são os primeiros tipos utilizados em motores e encontrados na literatura como mostrado e estudado por Voorhies (1942) e Turkish (1946) em seu livro *Valve Gear Design*.

Atualmente devido à severidade das curvas de abertura nas altas rotações atingidas pelos motores, tornou-se necessário, em muitos casos, o uso de seguidores e balanceiros equipados com roletes. O uso de roletes além de permitir valores mais altos para a Tensão de Hertz, reduz a potência de atrito no motor. A redução de atrito é algo muito importante para a redução de consumo em motores modernos. Um dos únicos inconvenientes para aplicação de roletes é seu custo mais elevado e possível aumento de massa no trem de válvulas.

Os seguidores e balanceiros roletados ou de superfície deslizante, normalmente possuem a superfície de contato com o came micrometricamente abauladas. Essa é uma prática comum que objetiva uma melhor distribuição da pressão de contato. O abaulamento evita o acúmulo de Tensão de Hertz nas extremidades dos contatos, além de permitir que pequenos desvios angulares inerentes aos processos de usinagem e montagem não concentrem demasiadamente as pressões nas extremidades dos contatos. Segundo Turkish (1946), os seguidores com abaulamento produzem uma pressão de contato maior que os sem abaulamento quando montados perfeitamente e sem deflexão. Porém, em condições normais de manufatura, montagem e deflexões em trabalho, a situação se inverte atingindo valores ainda maiores. Baseado nessa informação é conveniente que se continue construindo e calculando seguidores com abaulamento. Norton (2000) mostra em seu livro, diferentes gráficos de distribuição de Tensão de Hertz para diferentes tipos e formas de abaulamentos. Voorhies (1942) apresenta, conforme a Figura 2.11, a distribuição de tensão em seguidores com e sem abaulamento e com e sem deflexão. Na Figura torna-se claro o benefício do abaulamento na condição de deflexão angular ou desalinhamento de eixos. Deflexões em trabalho e desalinhamentos provindos dos processos de manufatura e

montagem são comuns em qualquer trem de válvulas montado em linha produtiva, por isso, o abaulamento é recomendável e aplicado comumente.

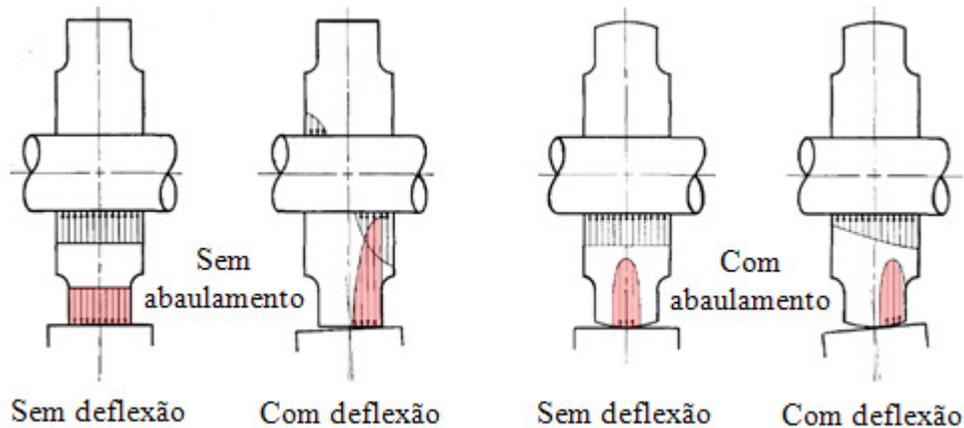


Figura 2.11: Distribuição de tensão para rolete com e sem abaulamento (VOORHIES, 1942).

2.7 A Mola de Válvulas

A principal função da mola de válvulas é manter o contato entre o seguidor e o came durante o curso ou abertura e fechamento da válvula, especialmente durante o período de desaceleração (CHEN,1982). Em especial, as molas de válvulas de escapamento, devem ainda suportar, sem que haja a abertura indesejada das válvulas de escapamento, a contrapressão exercida pelos gases de escapamento oriunda da restrição do turbocompressor, ou da válvula de freio motor de escapamento. O uso de turbocompressores em motor Diesel é uma unanimidade em aplicações veiculares, isso ocorre devido aos altos requisitos de eficiência e emissões de poluentes das legislações atuais. O freio motor de escapamento é normalmente utilizado em ônibus e caminhões devido à alta solicitação de frenagem em declives acentuados e não é aplicado para veículos de passeio.

Para o projeto do trem de válvulas e do cabeçote, quanto menor o espaço por a mola ocupado, melhor será para o projeto dos componentes ao seu redor. Molas grandes, normalmente sugerem hastes de válvulas maiores e um maior espaço é requerido para o mecanismo de

válvulas. Molas menores e com menor massa sugerem também um melhor comportamento dinâmico. Um modelo de simulação dinâmico do trem de válvulas é capaz de prever com antecedência ao teste do motor em dinamômetro, como a mola de válvulas se comportará em todas as faixas de operação do motor.

Além disso, para minimizar o nível de desgaste e reduzir a carga lateral no seguidor, o tamanho da mola deveria ser o menor possível. Pois o espaço que a mola ocupa é praticamente proporcional a máxima força da mola se sua pré-carga for relativamente baixa (CHEN, 1982).

Normalmente, as molas de válvulas são molas do tipo helicoidais de compressão, elas operam em motores de diferentes rotações máximas, desde 600 [rpm] até mais que 7000 [rpm]. Seu movimento é restrito ao eixo axial, que é o mesmo do eixo da válvula. Seu ambiente de trabalho pode chegar desde a temperatura ambiente até à 150 [°C] em alguns casos. A mola de válvula possui contato de montagem com o prato de mola, que é fixado na haste válvula e com seu alojamento situado no cabeçote do motor. As durezas do prato da mola e do cabeçote devem ser compatíveis com a dureza da mola para evitar o desgaste em seus assentos (WANG, 2007). Normalmente, para evitar o desgaste do cabeçote, utiliza-se uma arruela com compatibilidade de dureza com a mola. Muitas vezes, essa arruela possui um ressalto centralizador que serve para evitar que a mola interfira com o retentor de válvulas em funcionamento.

A altura sólida da mola, ou menor altura comprimida, deve ser no mínimo 1,5 [mm] menor que a menor altura da mola em trabalho, essa folga é para evitar que um elo toque no outro. O toque entre elos induz o atrito, corrosão e possibilidade de falha da mola (WANG, 2007).

Para a durabilidade da mola, existem duas considerações que devem ser feitas: o coeficiente de segurança à fadiga deve ser suficiente para a vida útil planejada para o motor e o valor de pré-carga não deve diminuir mais que a porcentagem estipulada por projeto durante um teste específico (WANG, 2007), como por exemplo, a perda de pré-carga não pode ser superior a 4 %, após 24 horas de teste estático à temperatura de 150 [°C].

Antes de testar a mola de válvula no motor físico, é conveniente que se faça o teste de resistência a fadiga em laboratório. Esse teste é acelerado e de fácil execução, baixando o risco de colapso e perda dos primeiros motores de teste, devido à quebra prematura da mola.

Existem vários tipos de molas, a mais comum em motores é helicoidal, cilíndrica, de secção circular, de passo constante, de rigidez constante e produzida a partir de arame de aço. Comparada a outras, ela possui menor custo e menor complexidade de fabricação, suas extremidades são planificadas e possuem uma área de contato maior que 270 graus com as contra-peças, o que permite um correto assentamento da mola no cabeçote ou arruela e prato da mola. Porém, de acordo com as restrições de espaço e projeto, elas ainda podem ter seções diferentes, serem cônicas, de barril, de passo variável, de rigidez variável e outros.

A variação do projeto da mola para um modelo mais complexo, ou até mesmo o uso de duas molas para a mesma válvula, normalmente é feito para atingir uma requerida constante de mola e pré-carga ou para evitar que a mola entre em ressonância nas faixas de rotação do motor. Quando duas molas são aplicadas para a mesma válvula, convém que elas possuam enrolamentos opostos, uma com hélice à direita e a outra para a esquerda para evitar que os elos se entrelacem no momento da montagem e até mesmo na operação.

Para evitar erros de montagem, como inversão de molas na linha de produção e também posteriormente na manutenção, recomenda-se que a mola aplicada no motor seja a mesma para todas as válvulas de admissão e escapamento.

Devido a seu ângulo de hélice, as molas de válvulas em operação, induzem o giro da válvula em relação a sua sede e guia. Esse comportamento é de extrema importância para que haja um desgaste por igual entre a sede e válvula. Quando não há giro da válvula, as superfícies de contato se encostam sempre na mesma posição, ocorrendo então, o desgaste por vício de contato. Ocorrendo o desgaste nas superfícies de contato, a vedação poderá ser comprometida ocasionando vazamento de gases e a folga de válvulas aumentada, causando ruído, perda de rendimento e queda no tempo de vida útil do motor.

2.7.1 Trem de Válvulas Sem o Uso de Molas Helicoidais

Devido à alta rotação de operação e severidade da curva de abertura e fechamento das válvulas de alguns motores, a ressonância da mola e flutuação do trem de válvulas pode ser muito difícil de ser eliminada. Em motores onde o espaço útil para montagem da mola é demasiadamente pequeno ou na tentativa de abrir e fechar as válvulas com maior velocidade que o convencional, engenheiros vem desenvolvendo projetos de trem de válvulas sem a utilização de molas metálicas. Esses projetos possuem o retorno da válvula por gás confinado ou por intermédio de braços e balanceiros mecânicos.

Na Figura 2.12 pode-se observar um trem de válvulas sem molas de válvulas. Esse mecanismo equipa motocicletas da marca *Ducati* de alto desempenho conforme patente US4754728 do ano de 1988. Na Figura 2.13 podemos observar um sistema similar e mais antigo da patente US2814283 do ano de 1957.

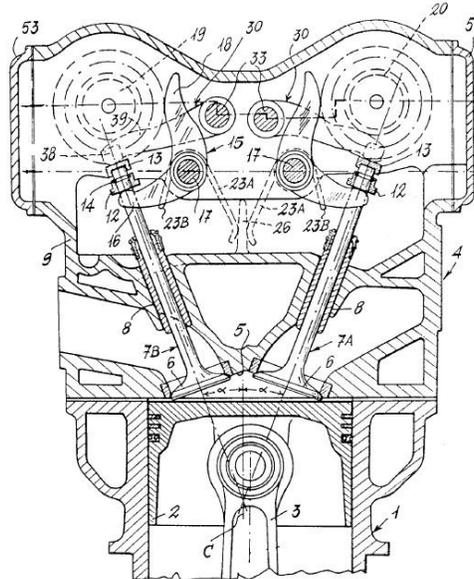


Figura 2.12: Trem de válvulas *Ducati Desmodromic* conforme patente US4754728 de 1988.

Apesar de esses mecanismos serem praticamente livres de flutuações e perdas de contato, eles continuam com restrições quanto à precisão de fabricação, custo e espaço para aplicação. Constituem-se em dois cames e dois balancins para cada válvula. Possuem também os mesmos

limites comuns de pressão de contato entre as peças de qualquer trem de válvulas, devido aos altos esforços inerciais causados pelas altíssimas rotações de operação, como por exemplo, 10.000 [rpm] no caso do sistema *Ducati Desmodromic*.

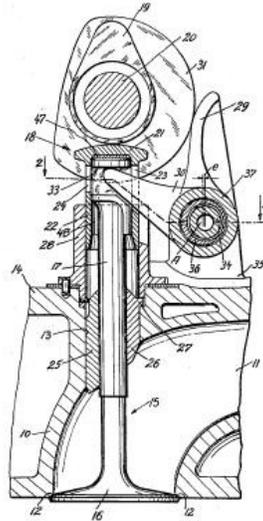


Figura 2.13: Trem de válvulas sem molas conforme patente US2814283 do ano de 1957.

Existem também, projetos de motores para carros de competição, que possuem as chamadas molas de válvulas pneumáticas, nesse caso, o gás confinado é o meio elástico e executa a função de mola de válvula (BASSHUYSEN; SCHAFER, 2004). A marca Renault foi quem primeiro introduziu o sistema em seus motores de Fórmula 1 nos anos oitenta. Atualmente empresas como a Yamaha, a Kawasaki e a Suzuki, utilizam molas pneumáticas em suas motos para competição.

2.8 Simulação Cinemática e Dinâmica do Trem de Válvulas

2.8.1 Simulação Cinemática

A simulação cinemática do trem de válvulas consiste no conhecimento da geometria de movimento, ela é utilizada para descrever os deslocamentos, as velocidades e acelerações dos

componentes. A simulação cinemática inclui a detalhada análise do perfil do came e da geometria do sistema de trem de válvulas, *layout* e estudo das tensões nos contatos. O perfil do came é quem comanda a abertura da válvula, sua velocidade e sua aceleração para uma aperfeiçoada curva de abertura e desempenho do motor. A geometria do sistema de válvulas e o *layout* *provém* a estabilidade ao movimento, enquanto que as pressões de contato determinam sua durabilidade. Baseado em geometria e nos valores de carregamentos de entrada aplicados, os resultados da simulação cinemática fornecem aos projetistas de motores uma primeira visão dos carregamentos e movimentos. O resultado da simulação cinemática pode ajudar o engenheiro de projetos a aperfeiçoar a geometria do trem de válvulas, condutos de admissão e escapamento e o projeto da câmara de combustão (WANG, 2007).

Apesar de a simulação cinemática contemplar os cálculos de pressão de contato, ou Tensão de Hertz, esses resultados servem apenas como referência qualitativa, pois para altas rotações esses valores chegam a ser até duas vezes maiores. Os carregamentos calculados a partir do modelo cinemático são próximos aos reais apenas para baixas rotações, sendo necessário o uso da simulação dinâmica para resultados quantitativos em altas rotações.

Na simulação cinemática são observadas as curvas de aceleração da válvula, seus valores máximos e sua taxa de variação, conhecida como *Jerk*. Valores elevados e variações abruptas da aceleração já indicam no modelo cinemático a necessidade de melhoria da curva de abertura. Segundo Wang (2007), para motores de alta rotação os valores máximos de *Jerk* ou pulso não podem ser muito altos, pois com isso, as vibrações se manterão em um mínimo.

A maneira de prevenir choques, ruído, desgaste e ter um bom desempenho do trem de válvulas, é manter a curva de aceleração a mais suave e com menor valor de pico possível.

Doughty (1987) apresenta as formulações matemáticas necessárias para o desenvolvimento do modelo cinemático de vários mecanismos de acionamento de válvulas. Em especial para o Tipo III da Figura 2.1 e desenvolvido nesse trabalho afirma que um método de solução numérica é requerido. O modelo de simulação cinemática desse trabalho não segue o descrito por Doughty (1987). A formulação utilizada será apresentada mais adiante e parte de dados discretos do came grau a grau e não de uma função previamente conhecida. Já Chen (1982), preocupa-se em

apresentar formulações para a construção do came em função de uma abertura de válvulas dada e descreve com profundidade características importantes como o raio de contato e o ângulo de pressão no came.

Na Figura 2.14, estão mostradas as curvas cinemáticas do trem de válvulas estudados nesse trabalho e obtidos a partir do modelamento do mecanismo no programa GT SUITE VT-DESIGN versão 7.0. Esses dados serão utilizados mais adiante para a comprovação do modelo cinemático desenvolvido nesse trabalho.

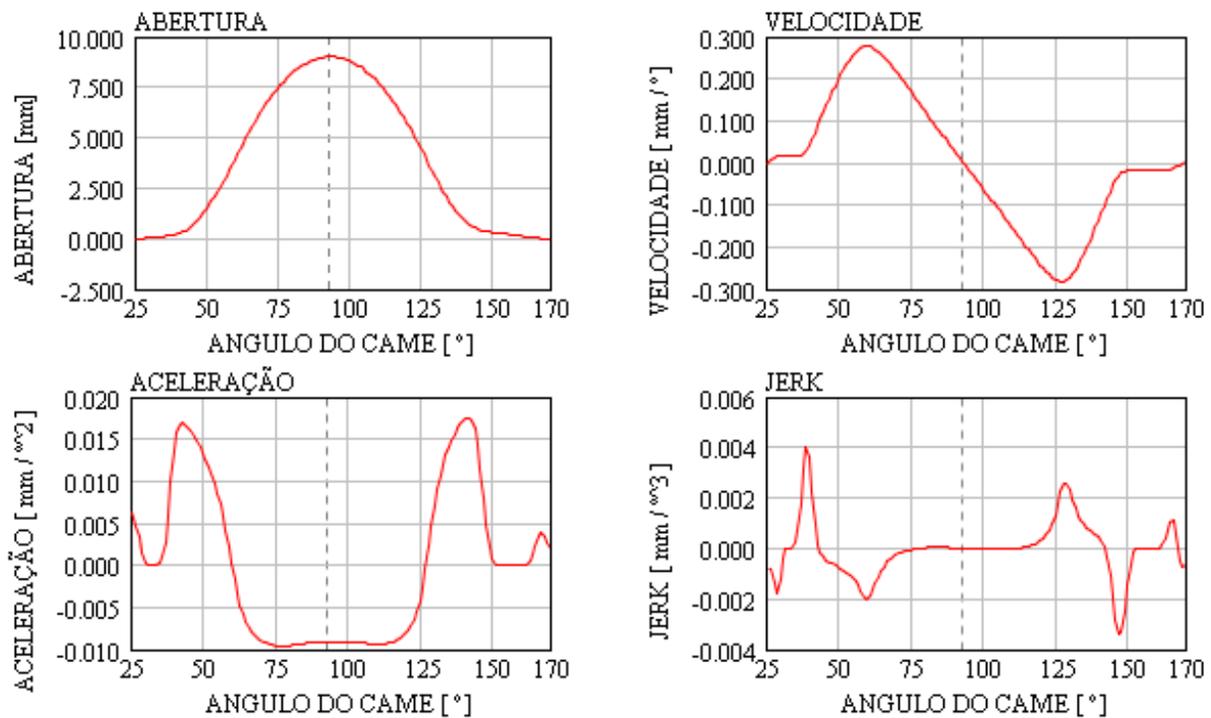


Figura 2.14: Exemplos de curvas de abertura, velocidade, aceleração e *Jerk*.

No gráfico da velocidade da Figura 2.14, é possível notar a presença da rampa de abertura e fechamento a velocidade constante. É possível perceber também, que a rampa de entrada é ligeiramente menor que a de fechamento e que o valor de aceleração nas rampas são iguais a zero conforme o esperado.

2.8.2 Simulação Dinâmica

A simulação dinâmica do trem de válvulas consiste em prever de forma mais precisa possível o comportamento do trem de válvulas e seus valores de carregamentos para baixas e principalmente altas rotações através do uso de um modelo de cálculo. Há muitas décadas já é sabido que o mau comportamento dos trens de válvulas em altas rotações é devido às flexibilidades dos componentes como confirmam os trabalhos de Olmstead e Taylor (1939) e Dudley (1948). A forma de se prever o comportamento do trem de válvulas em altas rotações é através de modelos matemáticos, que consideram os carregamentos externos, as massas, as elasticidades, os amortecimentos e o comportamento vibratório dos componentes de uma forma integrada. Esses modelos são capazes de realizar a verificação da perda de contato entre os componentes, constatando se a pré-carga da mola é suficiente e qual a sua margem de segurança para que esse fenômeno não ocorra. Com a simulação dinâmica também é possível prever os carregamentos nas juntas de contato, podendo assim ser calculado o valor da Tensão de Hertz com maior precisão quando comparado aos modelos cinemáticos.

Segundo Chen (1982), em um senso geral, um modelo é a conceitualização de um sistema real. Ele não possui outro significado, se não em sua correspondência com o sistema real que por conveniência do investigador, ele representa. Se o comportamento quantitativo do modelo, precisamente representar o comportamento do sistema real, o investigador então tem um método confiável para descrever aquele sistema. Se o modelo puder ser usado como objeto de experimentações, permanecendo no lugar do sistema real, novas descobertas no comportamento do sistema real podem ser conhecidas, porém, essas descobertas devem ser cheçadas contra o comportamento do próprio sistema. Se o modelo não reproduzir o comportamento do sistema real pela manipulação de parâmetros dentro variações razoáveis de valores, o investigador deveria rejeitar o modelo como sendo uma representação inapropriada do sistema real.

Nessa linha de pensamento e devido a não representatividade do modelo cinemático em altas rotações, estudiosos vem construindo modelos cada vez mais precisos para representar seus trens de válvulas, sendo eles descritos através de sistemas com massas, molas e amortecedores.

Não há uma resposta simples para quais partes deveriam ser definidas como massas e como molas, isso depende da análise e julgamento de cada sistema. A seguir serão citadas algumas referências de trabalhos que atingiram boa correlação em seus resultados e é motivação para o desenvolvimento desse trabalho.

Seidlitz (1989) desenvolveu um modelo para trem de válvulas do Tipo V conforme a Figura 2.1 com um sistema massa, mola e amortecedor de vinte e um graus de liberdade, onde nove foram utilizados na representação da mola de válvulas. Os valores de amortecimento foram empiricamente derivados da correlação do modelo com medições experimentais e utilizou-se de contatos não lineares. O modelo desenvolvido, apesar do detalhe não representado na Figura 2.15, permitia a separação entre came e seguidor e também entre balanceiro e topo da válvula. Mesmo o modelo não considerando as pressões internas nos conduto e no cilindro, Seidlitz (1989) obteve uma boa correlação de força na vareta a 2400 [rpm] do motor, conforme observado no gráfico de força versus tempo mostrado na Figura 2.15(c).

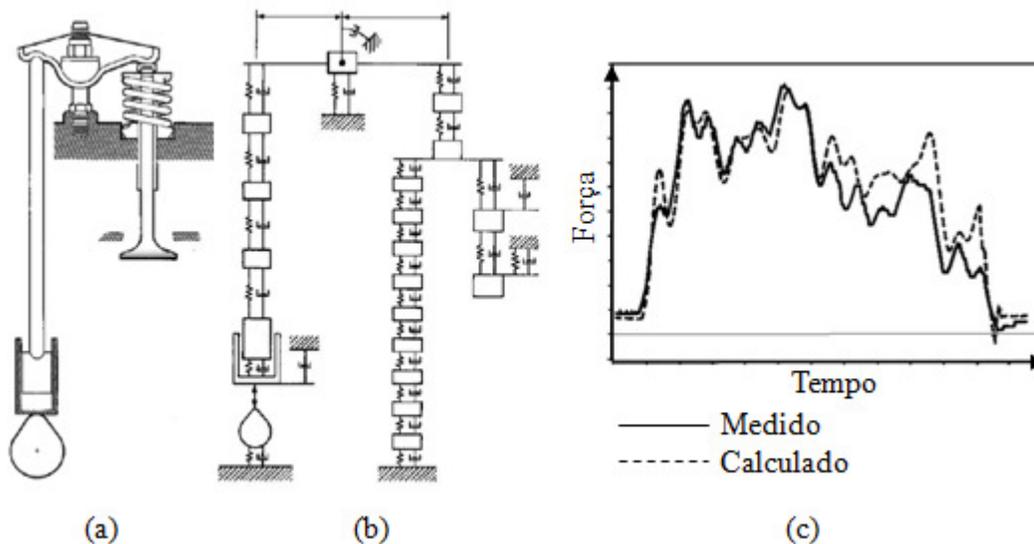


Figura 2.15: (a) Trem de válvulas estudado, (b) Modelo de simulação e (c) Correlação de força na vareta a 2400 [rpm] no motor (SEIDLITZ, 1989).

Lee e Patterson (1997) desenvolveram um modelo que, assim como esse trabalho, utiliza dados da simulação cinemática como entrada para o modelo dinâmico. Utilizaram rigidezes não lineares e afirmaram que modelos com rigidezes não lineares são mais precisos que os anteriores

estudados com linearidade. Afirmaram também que a inclusão dos atritos de Coulomb e viscosos são necessários para melhorar a precisão de resposta. As rotações de motor analisadas foram de 750, 1100 e 1500 [rpm] com correlação precisa. O trabalho se destaca por utilizar de poucos graus de liberdade, um total de cinco, utilização de não linearidades, permitir separação de corpos, porém, simula um mecanismo que atinge baixa rotação de trabalho.

Iritani *et al* (2002), apresenta uma representação para a mola de válvulas através de um modelo discreto em vigas cilíndricas acopladas, com torção das vigas e elementos de folga. Atingiram com quatro massas por elo de mola e um total de 20 graus de liberdade somente na mola, seus melhores resultados de correlação. O restante do trem de válvulas também é representado no modelo por massas, molas e amortecedores. O trabalho destaca-se não só pela representação da mola e correlação de frequências, mas também pelos resultados em altas rotações do motor, como por exemplo, mais de 4000 [rpm]. Afirmaram que a previsão das características dinâmicas do trem de válvulas provém grande quantidade de dados efetivos, criando sugestões para o desenvolvimento do projeto de trem de válvulas para novos motores.

Teodorescu, Votsios e Rahnejat (2005) investigam o fenômeno de impacto entre came e seguidor. O impacto no mecanismo real pode ser observado através do monitoramento da curva de aceleração por meio da instalação de um acelerômetro no prato da mola. Apesar do trabalho possuir um modelo relativamente simples e com apenas duas massas, apresentam resultados satisfatórios de correlação a 3000 [rpm], isso é devido a utilização de contatos não lineares e correta distribuição de parâmetros.

Dentre os trabalhos citados, para a obtenção adequada de um modelo dinâmico, observa-se como relevante a utilização de contatos e rigidezes não lineares, discretização da mola em um modelo de várias massas, utilização do atrito de *Coulomb* e viscoso, distribuição das massas com critério e ajustes de modelo conforme medições em um mecanismo real. Observa-se também que quanto maiores as rotações e massas envolvidas, maior será o desafio na obtenção de um bom modelo teórico de simulação.

No decorrer dos próximos capítulos alguns valores quantitativos serão preservados por motivos de propriedade industrial.

3 MODELAMENTO CINEMÁTICO

3.1 Modelamento do Came

A partir das coordenadas polares do came disponíveis em valores discretos com intervalo de um grau, grau a grau, é construída a curva interpoladora que passará por esses pontos possibilitando a obtenção de uma curva do perfil do came contínua matematicamente. A interpolação de pontos por curvas é um processo complexo. Funções de grau baixo podem não representar com fidelidade a curva do came para a análise desejada, já a utilização de graus altos podem acarretar, dependendo da dispersão dos pontos, curvaturas demasiadas, inflexões inexistentes, gerando um comportamento ruidoso que foge do conjunto de pontos a ser representado. Baseado em estudos e comparativos, é sabido que polinômios cúbicos em série e contínuos até sua segunda derivada, são uma excelente escolha para a representação de vários tipos de curvatura em diversas áreas do conhecimento, como computacional gráfica e inclusive para cames. O nome que se dá a esse agrupamento de polinômios cúbicos em série e com continuidade até sua segunda derivada é de *Spline Cúbica*. O nome *Spline* vem do nome de uma fina régua elástica, de madeira, plástica, metálica ou de borracha dura, muito usada em desenho técnico anteriormente ao CAD, principalmente em desenhos de carroceria para automóveis. Essa régua pode ser curvada interpolando mecanicamente uma série de pontos previamente traçados. Sob certas condições, a curva definida pela régua pode ser aproximadamente descrita como sendo uma função por partes, cada parte um polinômio cúbico contínuo em tangência e curvatura.

Yoon e Rao (1993) afirmam em seu trabalho que *Splines Cúbicas* são mais convenientes e mais simples para serem usadas comparadas com outras funções do tipo *Spline*, resultando em menores picos de aceleração e *Jerk*.

São muitos os trabalhos e livros de matemática que dissertam sobre a interpolação por *Splines* e outros tipos de curvas. Dependendo do objetivo e trabalho a ser executado, um método pode ser mais adequado ou não, mais custoso ou mais simples. Para cames de motores Yon e Rao (1993) apresentam o equacionamento completo para o uso da função *Spline Cúbica*, sendo esse

método adequado para simulação cinemática e dinâmica de trem de válvulas. Outros métodos aplicados para cames podem apresentar resultados melhores quando o objetivo é modificação ou melhora da curva, como por exemplo, o trabalho de Qiu *et al* (2005), que utiliza combinação linear de *B-Splines* e um algoritmo para otimização da curva do came que permite atingir múltiplos objetivos, tanto cinemáticos como dinâmicos. Em especial é descrito um exemplo de otimização dinâmica de vibração residual do trem de válvulas.

Nunhez (1990) apresenta, em sua revisão de literatura, o equacionamento necessário para o uso de *Splines Cúbicas* e também para outros tipos de curvas. Nunhez descreve que Método *Splines* foi iniciado por Schoenberg (1946) e, desde então, tem-se encontrado diversas formas de aplicação do mesmo.

A *Spline Cúbica* $S(x)$ é uma função polinomial contínua constituída por partes. Cada parte é um polinômio de terceiro grau. No ponto de união entre as partes ou nó, dois polinômios consecutivos são contínuos em até sua segunda derivada. Chamando $f_k(x)$ a função cúbica ou polinômio cúbico que é parte da função *Spline Cúbica* $S(x)$ referente ao elemento do intervalo $x_k \leq x \leq x_{k+1}$ ($k=1, \dots, n-1$), temos que a *Spline Cúbica* deve passar pelos n pontos de interpolação ou nós, gerando a continuidade em até a sua segunda derivada. Portanto temos para cada função cúbica em seus extremos que:

$$f_k(x_k) = Y_k \quad \text{para } k=1, \dots, n-1 \quad (3.1)$$

E também:

$$f_k(x_{k+1}) = Y_{k+1} \quad (3.2)$$

Para que a primeira e segunda derivadas sejam contínuas em ambos os lados de $f_k(x)$ menos para o primeiro e último ponto ou nó temos para a primeira derivada de cada polinômio cúbico que:

$$f'_{k-1}(x_k) = f'_k(x_k) \quad \text{para } k=2, \dots, n-1 \quad (3.3)$$

E para a segunda derivada de cada polinômio que:

$$f''_{k-1}(x_k) = f''_k(x_k) \quad (3.4)$$

Nota-se que para a definição total da função $S(x)$ são necessárias ainda duas restrições devido ao sistema apresentar dois graus de liberdade, um no primeiro e outro no último nó. As restrições faltantes podem ser fornecidas definindo-se o comportamento da primeira ou segunda derivada no primeiro e último nó. Assumir que a segunda derivada seja nula nos dois nós é uma forma de definir o sistema pelo método chamado como *Spline Cúbica* natural. Para o primeiro nó da *Spline Cúbica* natural temos então que:

$$f''_1(x_1) = 0 \quad (3.5)$$

E para o último nó da *Spline Cúbica* natural temos que:

$$f''_{n-1}(x_n) = 0 \quad (3.6)$$

Nesse trabalho foi usado o método natural através do algoritmo do programa MATLAB.

Os perfis da curva fora do raio base analisados na cinemática, possuem uma abertura de aproximadamente 140 graus. Dessa forma, o came foi posicionado com o ponto máximo do perfil voltado para cima de tal forma que não existam coordenadas negativas para o eixo vertical e a *Spline* construída com 180 graus e 181 nós, ou seja, o ponto máximo do came corresponde ao ângulo de 90 graus ou $\pi/2$ radianos e mais ou menos 40 graus da curva são de raio base. Como os pontos fornecidos são de aproximadamente 141, são introduzidos pontos anteriores e posteriores ao perfil até completados os 181 nós. A introdução de nós no raio base anteriormente e após o perfil auxilia no afastamento de ruídos ao perfil do came que possam ser impostos devido às duas restrições que possam ser impostas no primeiro e último nó. A introdução de nós até completar 181, também auxilia na automação do processo computacional estabelecendo um padrão constante de entrada de dados.

Antes da construção da *Spline*, transformam-se as coordenadas polares (δ_n, Θ_n) do desenho do came em cartesianas (X_n, Y_n) com a origem no centro do came. Essa transformação facilita o

processo devido ao restante do trem de válvulas estar dimensionado totalmente em coordenadas cartesianas. Para as coordenadas do eixo horizontal temos para os 181 nós que:

$$X_n = \pm \delta_n \cdot \cos \theta_n \quad \text{para } n=1, \dots, 181 \text{ e } 0 \leq \theta_n \leq \pi \quad (3.7)$$

E para o eixo vertical que:

$$Y_n = \delta_n \cdot \text{sen} \theta_n \quad \text{para } n=1, \dots, 181 \text{ e } 0 \leq \theta_n \leq \pi \quad (3.8)$$

Na Figura 3.1, observam-se os dados de entrada do desenho do came em 181 pares ordenados de coordenadas cartesianas:

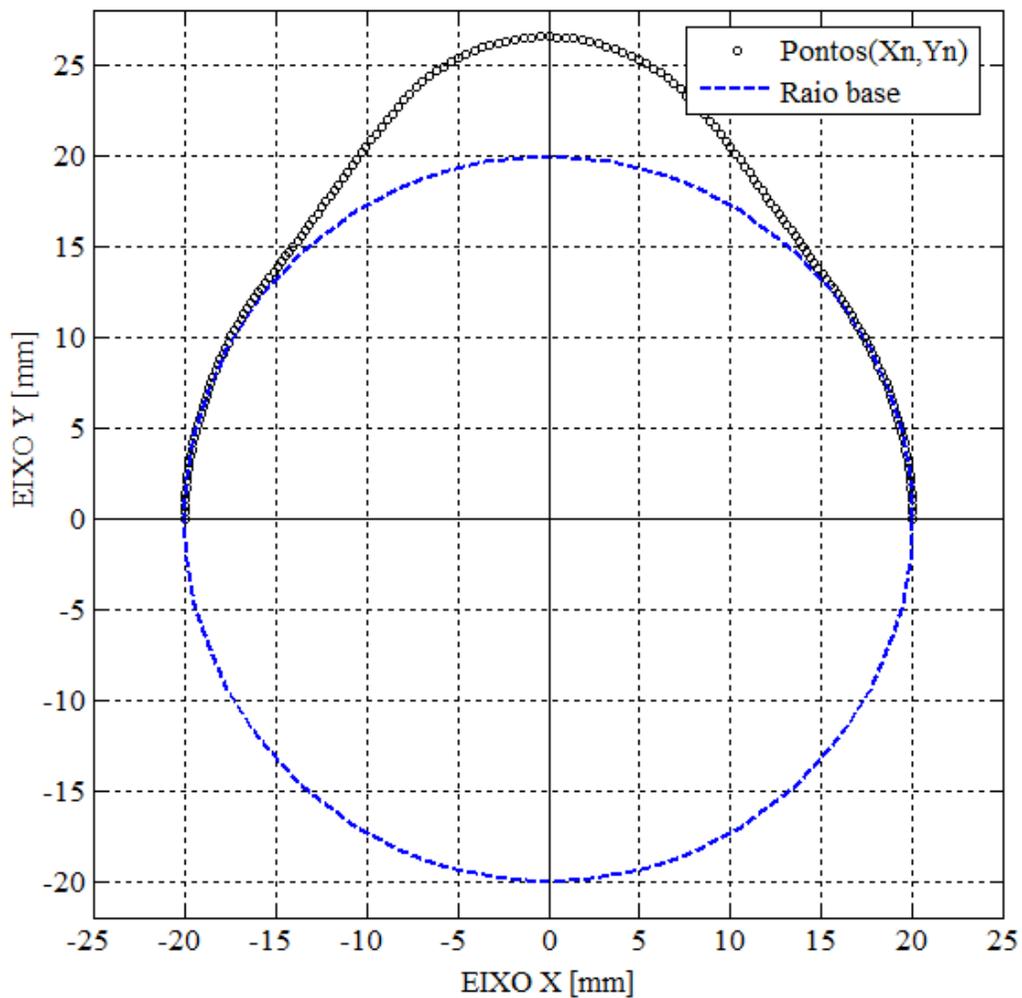


Figura 3.1: Pontos do perfil do came fornecidos grau a grau conforme desenho.

Após a obtenção dos vetores de coordenadas cartesianas $[X_n]$ e $[Y_n]$, constrói-se a *Spline Cúbica* do came conforme descrito anteriormente através da função SPLINE do MATLAB, obtendo-se o perfil do came da Figura 3.2 contínuo matematicamente.

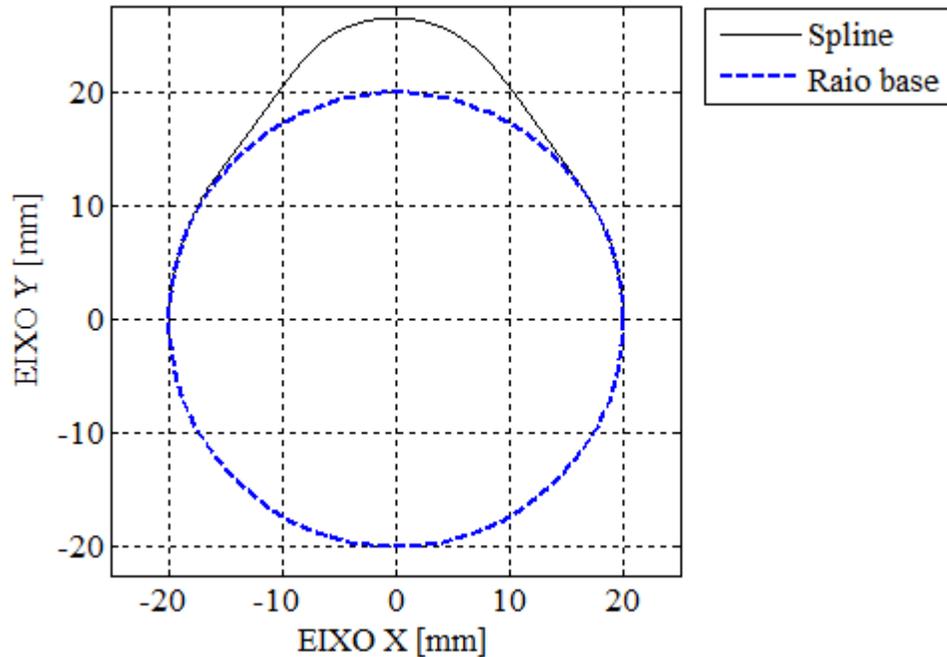


Figura 3.2: Spline do perfil do came criada.

3.2 Modelamento do Mecanismo

No sistema estudado, a relação entre o ângulo de giro do came e o ângulo de giro do balancim não é conhecida. Essa relação não é linear e requer uma série de cálculos para ser encontrada. Segundo Doughty (1987), para mecanismos do Tipo III da Figura 2.1, afirma que um método de solução numérica é requerido para a solução desse problema. O modelo de simulação cinemática desse trabalho é diferente do sugerido por Doughty (1987) e segue um equacionamento simplificado e relativamente fácil de ser implementado computacionalmente.

Para explicar melhor essa não linearidade, observamos primeiramente na Figura 3.3 que o came está em contato com o rolete no final do raio base e início do perfil do came. O ponto de contato está alinhado ao seguimento que liga o centro do rolete CR e o centro do came CC . Observa-se também na figura, um ponto qualquer situado a trinta graus do ponto de contato no perfil do came. O posicionamento desse ponto será comparado com sua nova posição devido à rotação do came em trinta graus conforme a Figura 3.4.

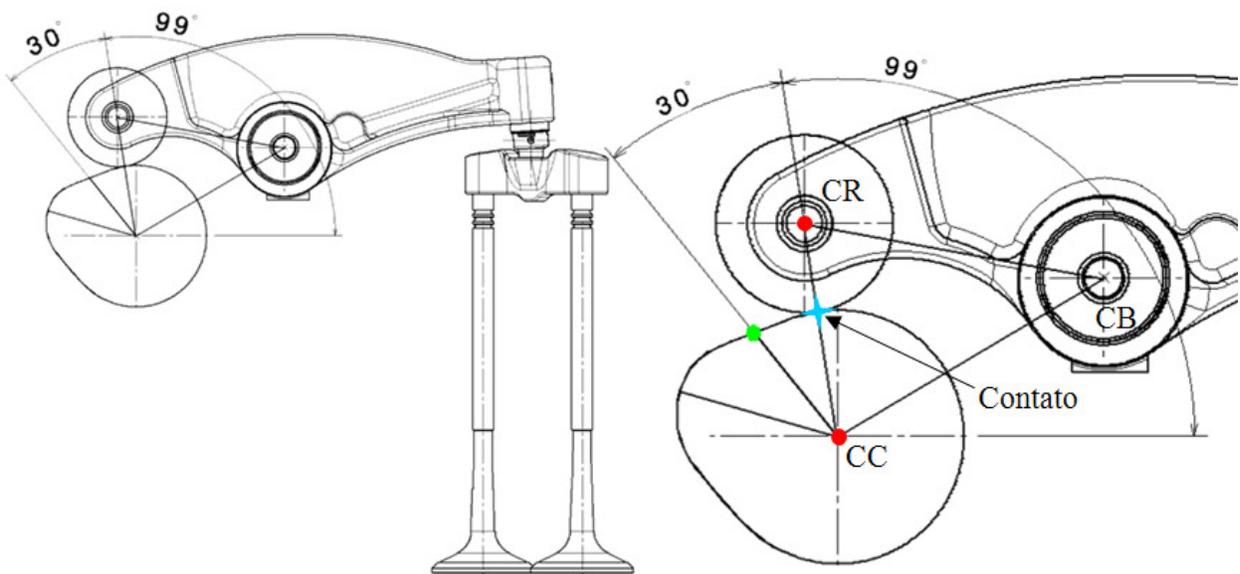


Figura 3.3: Came posicionado com o rolete no início do perfil do came.

Na Figura 3.4, o came foi rotacionado em trinta graus no sentido horário. Rotacionando o came em trinta graus, o ponto de contato entre came e seguidor rotaciona-se aproximadamente nove graus a mais, estando agora à esquerda do ponto qualquer definido anteriormente à rotação do came. Nota-se também, que o ponto de contato não mais está alinhado ao seguimento que liga o centro do rolete CR e o centro do came CC . Nessa situação, a geometria de contato, que anteriormente à rotação do came era composta pelo triângulo formado pelos vértices CC , CR e CB , agora é composta pelo quadrilátero irregular formado pelos vértices CC , $Contato$, CR e CB . Observa-se também que devido à rotação do balanceiro, o ponto qualquer que estava a trinta graus do ponto de contato, após a rotação do came, não está mais alinhado ao seguimento que liga CC à CR e tão pouco se torna o novo ponto de contato.

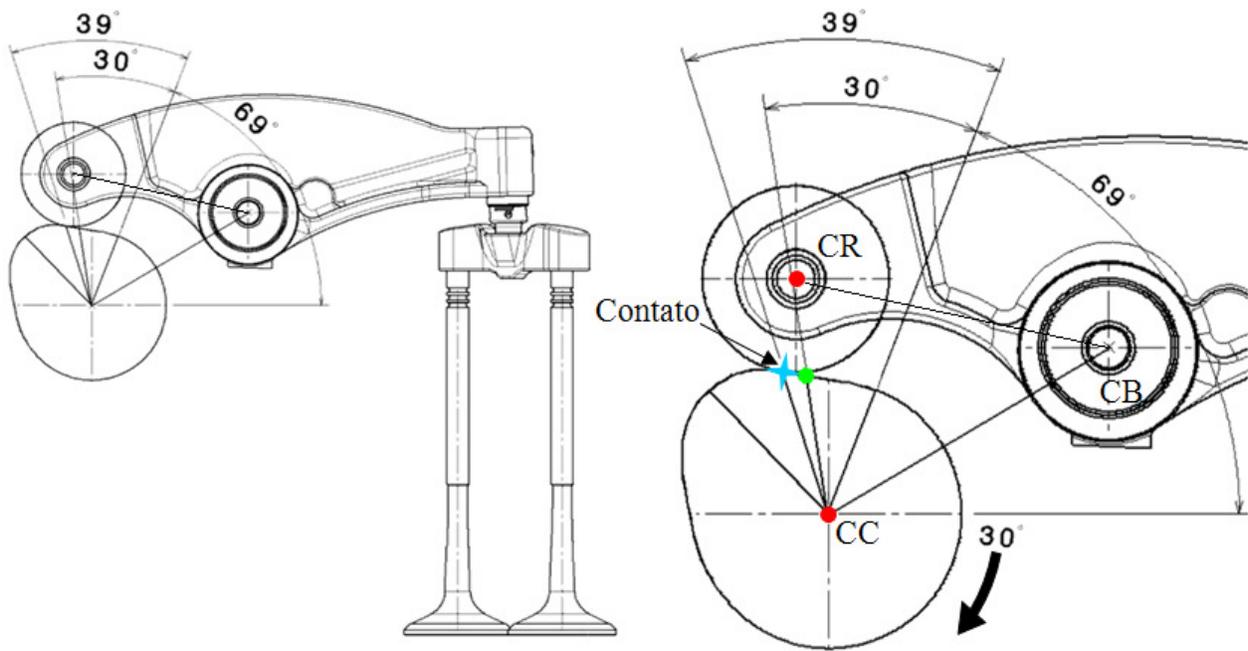


Figura 3.4: Came rotacionado trinta graus após o início do perfil do came.

Para evitar o estudo dos ângulos no quadrilátero irregular e seu comportamento não linear, optou-se por outra forma de solução. Imaginando que o lugar geométrico que o centro do rolete percorre durante a rotação do came é exatamente uma paralela ao came de distância igual ao raio do rolete RR , simplesmente substitui-se o came e rolete pela curva paralela ao came de distância RR e pelo centro do rolete que percorrerá essa curva. Na Figura 3.5 observa-se a simplificação:

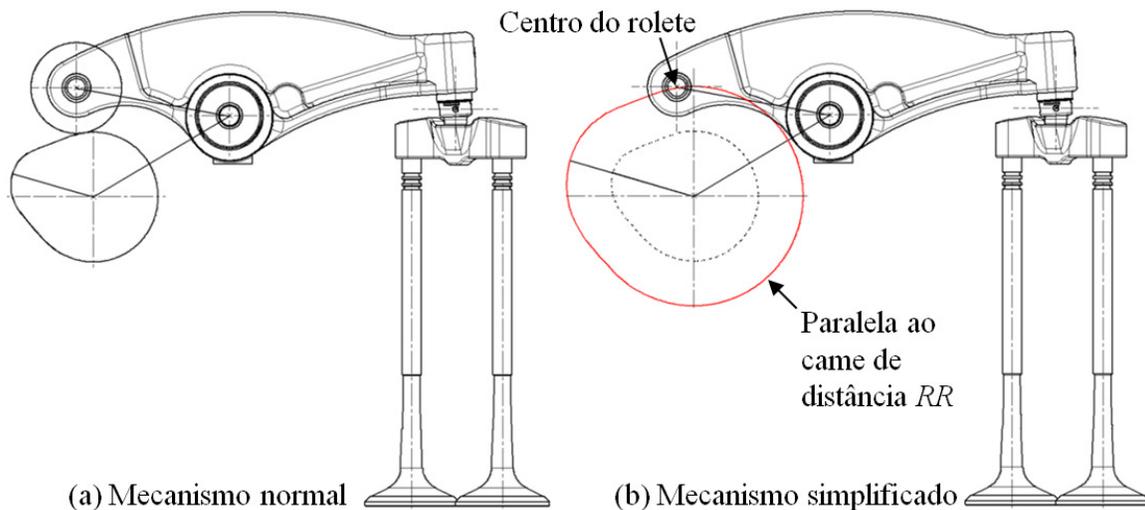


Figura 3.5: Comparativo entre (a) mecanismo normal e (b) mecanismo simplificado.

Para a construção da curva paralela ao came e de distância igual ao raio RR do rolete, é usada a definição elementar para curvas paralelas. Segundo a definição, curvas paralelas são curvas que estão deslocadas de uma curva base por um valor constante na direção de sua normal. A definição gráfica para a curva paralela do came está mostrada na Figura 3.6:

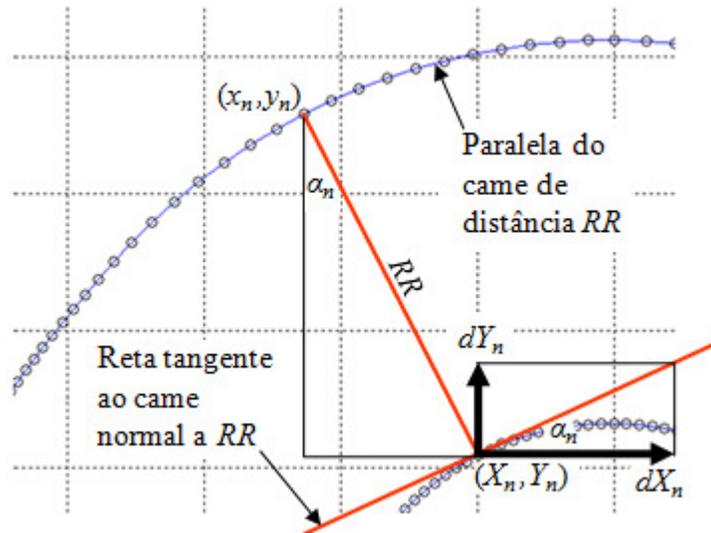


Figura 3.6: Construção da paralela ao came de distância RR igual ao raio do rolete.

Para a construção da paralela do came, calcula-se o valor das derivadas dX e dY nos n nós da curva do came. No MATLAB, a *Spline* $S(X)$ do came é derivada com o comando FNDER e usando o comando FNVAL obtêm-se os valores numéricos de dX_n e dY_n . Para encontrar os pontos ou nós (x_n, y_n) da curva paralela, tem-se então para o eixo horizontal que

$$x_n = X_n \pm RR \cdot \text{sen}\alpha_n \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.9)$$

E para o eixo vertical que:

$$y_n = Y_n + RR \cdot \text{cos}\alpha_n \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.10)$$

Por relação trigonométrica na Figura 3.6 temos que:

$$\text{sen}\alpha_n = \frac{dY_n}{\sqrt{dX_n^2 + dY_n^2}} \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.11)$$

E que:

$$\cos \alpha_n = \frac{dX_n}{\sqrt{dX_n^2 + dY_n^2}} \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.12)$$

Substituindo a equação 3.11 em 3.9 e a 3.12 em 3.10, encontram-se os valores dos pares ordenados (x_n, y_n) . Para a coordenada horizontal temos então que:

$$x_n = X_n \pm RR \frac{dY_n}{\sqrt{dX_n^2 + dY_n^2}} \quad \text{para } n = 1, \dots, 181$$

(3.13)

E para a coordenada vertical temos que:

$$y_n = Y_n + RR \frac{dX_n}{\sqrt{dX_n^2 + dY_n^2}} \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.14)$$

Para a obtenção da curva paralela ao came pode-se usar mais que 181 pontos, uma vez que a curva do came tornou-se uma *Spline*, é possível definir infinitos pontos para a construção da paralela. De acordo com os resultados analisados, não foi observado uma melhora de comportamento utilizando-se mais de 181 pontos. Na Figura 3.7 observa-se o came e sua paralela construída por 181 pontos:

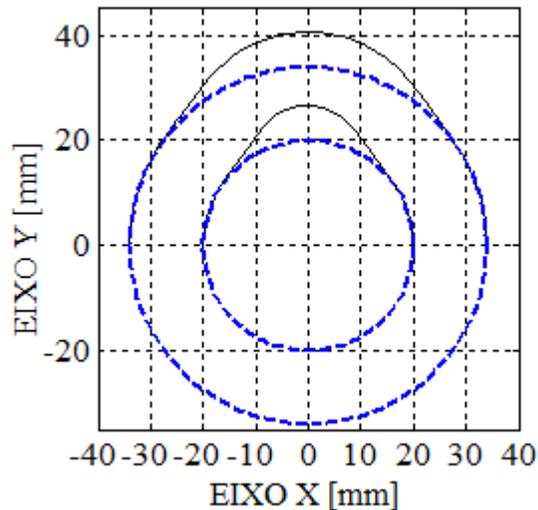


Figura 3.7: Construção da paralela ao came de distância RR igual ao raio do rolete.

Após a simplificação do problema pela construção da paralela do came, o próximo passo é a descobrir o ângulo de rotação real do balanceiro β em função do ângulo de rotação do came ψ .

Para diminuir o esforço computacional e simplificar a rotina de cálculo, ao invés do came rotacionar com o centro em sua origem, ele permanece estático e quem rotaciona é o centro de giro do balanceiro em torno do came e em sentido inverso de rotação. Isso evita que a todo intervalo de rotação tenham que ser criadas novas *Splines* $S(x)$ para a paralela do came. Essa simplificação não altera em nada a geometria de movimento, apenas reposiciona o observador. Desse modo o balanceiro rotaciona, grau a grau, no sentido anti-horário com ângulo igual a ψ e o centro de giro real do balanceiro CB rotaciona em torno de CC descrevendo a circunferência de raio $CC\ CB$ conforme mostrado na Figura 3.8.

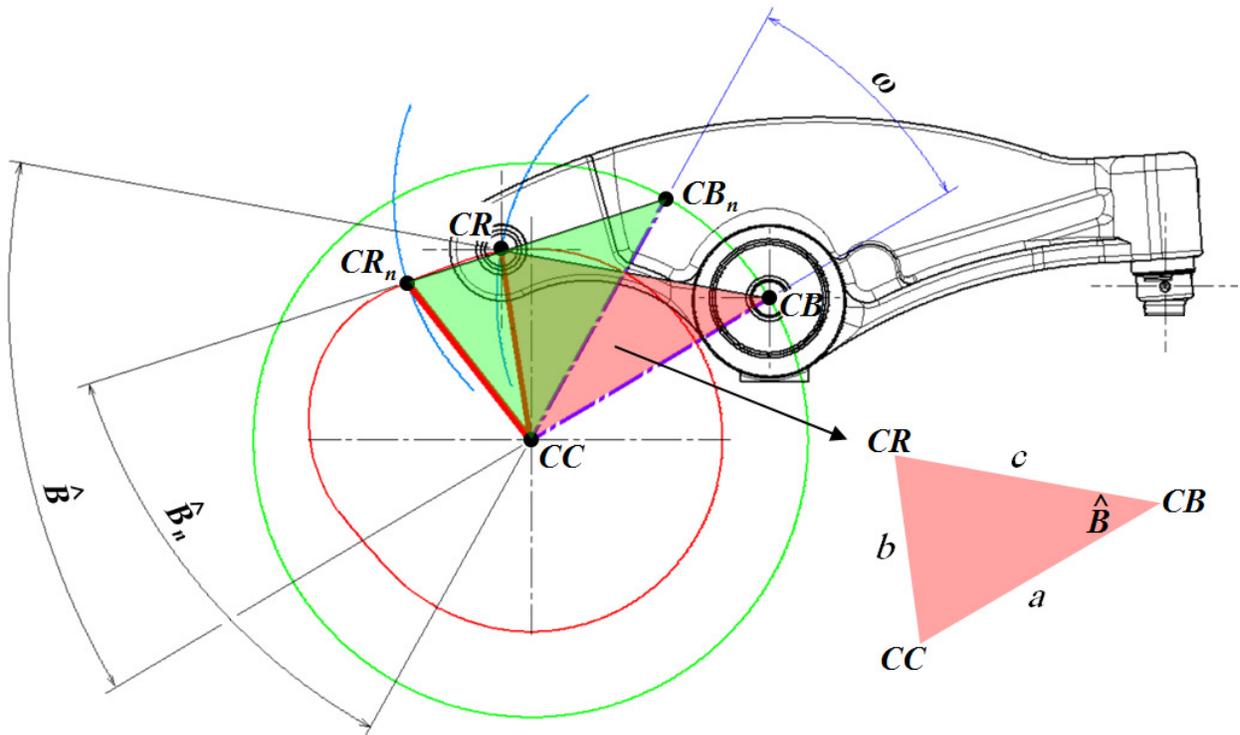


Figura 3.8: Geometria de movimento do balanceiro.

O ângulo de rotação real do balanceiro β varia igualmente o ângulo \hat{B} , que é função do triângulo formado pelos vértices CC , CR e CB . Nesse triângulo, os lados formados pelos seguimentos de reta CC CB e CB CR são fixos e iguais à a e c , definidos por projeto, enquanto o segmento CC CR varia conforme o ângulo de rotação do came e conforme a simplificação feita, em função da rotação do centro de giro do balanceiro em torno do came.

Antes de encontrar o valor do ângulo de rotação real do balanceiro β , tem-se que calcular o ângulo \hat{B} que é função do valor do seguimento CC CR , grau a grau. Para calcular o valor do segmento CC CR imagina-se uma circunferência de raio CB CR centrada em CB , bastando então, calcular o ponto de interseção dessa circunferência com a curva paralela do came $S(x)$. O ponto de interseção é o vértice CR antes desconhecido. Para o cálculo da interseção, iguala-se a função *Spline* $S(x)$, paralela do came, com a função da circunferência de raio CB CR centrada em CB e calculam-se suas raízes. No resultado da operação de interseção, podem-se obter dois valores de interseção e apenas um interessa ao cálculo. No caso do modelo estudado, a solução adotada, foi de escolher entre os dois pares ordenados de interseção o de menor valor de coordenada X , essa operação é facilmente executada extraindo o valor mínimo do vetor resposta. O par ordenado de menor valor de coordenada X é escolhido devido ao giro anti-horário do balanceiro, sendo o menor valor a resposta que corresponde à solução do problema estudado.

Antes de iniciar o processo de interseção, posiciona-se o centro de giro real do balanceiro CB de forma que o primeiro ponto de interseção coincida com o primeiro nó da *Spline* paralela ao came $S(x)$. A definição da posição inicial de CB de forma que isso aconteça baseia-se apenas em trigonometria básica no triângulo composto pelos vértices CC , CB e CR coincidente com o primeiro nó da *Spline* $S(x)$. Na Figura 3.9, em seu lado esquerdo, observa-se a circunferência de raio CB CR posicionada e passando pelo primeiro nó da *Spline* $S(x)$, e no lado direito, os 181 pontos CR_n de interseção já definidos. O ganho de esforço computacional ocorre, pois as interseções são feitas sem que tenham que ser criadas novas *Splines* $S(x)$. São utilizadas semicircunferências de raio CB CR para facilitar a formulação computacional.

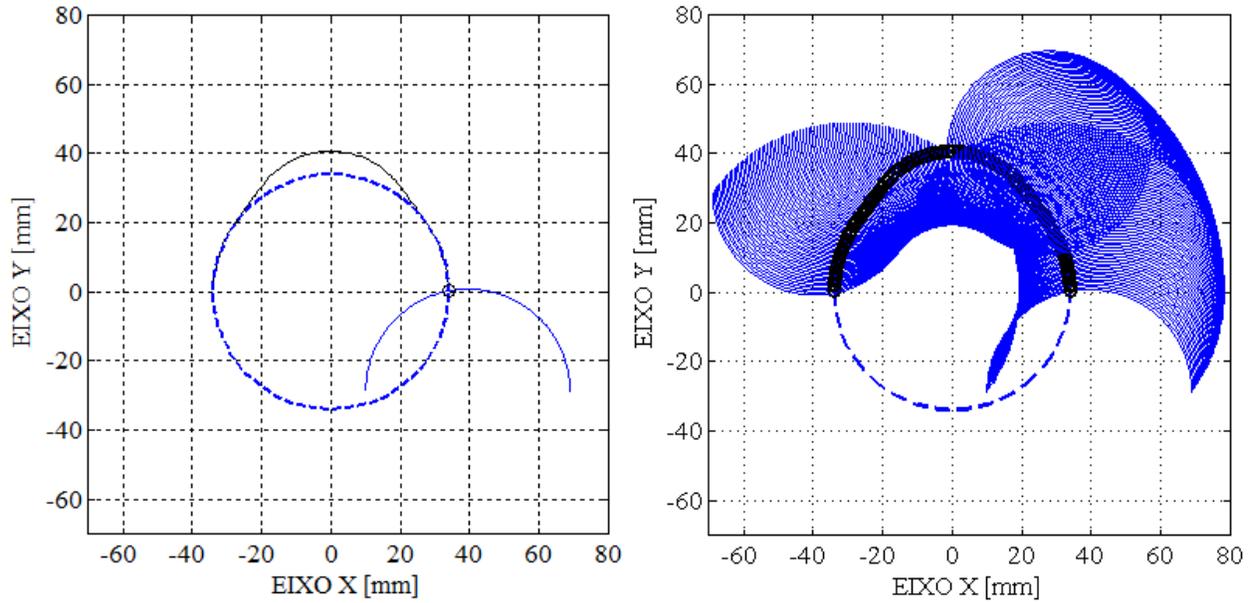


Figura 3.9: Interseção inicial e completa dos arcos de raio CB CR com a *Spline* $S(x)$.

Encontradas as n coordenadas (XC_n, YC_n) dos pontos de interseção que são os vértices CR_n , calculam-se então as n distâncias entre CR_n e CC iguais a b_n conforme:

$$b_n = \sqrt{XC_n^2 + YC_n^2} \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.15)$$

Encontradas as n distâncias entre CR_n e CC iguais a b_n , calcula-se \hat{B}_n pela lei dos cossenos no triângulo CC , CR_n e CB_n da Figura 3.8 conforme:

$$\hat{B}_n = \cos^{-1} \left(\frac{b_n^2 - a^2 - c^2}{-2ac} \right) \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.16)$$

Conhecidos os ângulos \hat{B}_n calcula-se finalmente o ângulo β_n de rotação real do balanceiro conforme:

$$\beta_n = \hat{B}_n - \hat{B}_1 \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.17)$$

Na Figura 3.10, observa-se o comportamento do ângulo β de rotação real do balanceiro em função da rotação do ângulo do came ψ . Derivando-se a curva de rotação angular por duas vezes encontram-se as curvas de velocidade e aceleração angular do balanceiro.

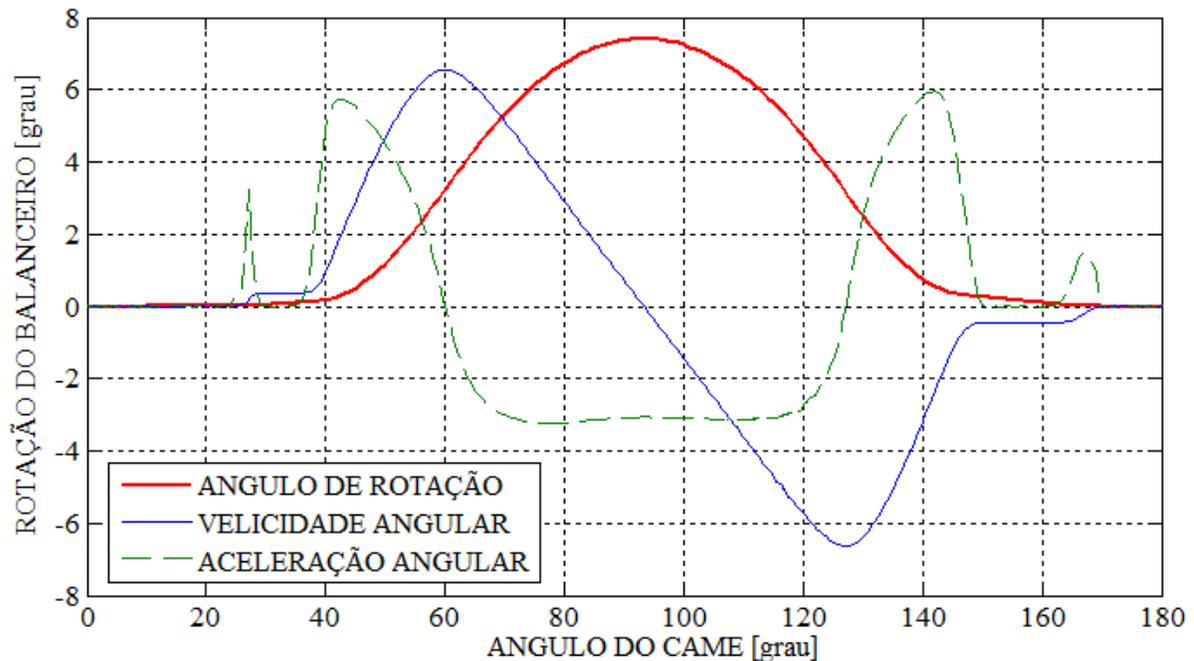


Figura 3.10: Deslocamento angular do Balanceiro.

Na curva de velocidade angular da Figura 3.10 é possível observar as velocidades constantes no início e final do movimento. Nota-se também a suavidade das curvas de velocidade e aceleração indicando preliminarmente ser um projeto adequado de came e seguidor.

Com a curva de movimento angular do balanceiro definida, resta agora definir a abertura da válvula criando a relação entre o ângulo β de rotação real do balanceiro e a abertura A da válvula.

Na figura 3.11 observa-se a geometria de movimento entre balanceiro e válvulas. O ponto CT_0 localizado no atuador ou tucho hidráulico corresponde ao centro de giro da junta esférica existente entre atuador e sua sede, melhor mostrado anteriormente na Figura 2.7. A junta esférica permite que o tucho possa ter seu eixo de trabalho concorrente e variável em relação ao eixo das válvulas, ou seja, o balanceiro pode girar no seu curso de trabalho sem que haja problemas no contato entre o atuador hidráulico e a ponte das válvulas.

A posição inicial do ponto CT , é definida por projeto e como é um dado de entrada pode ser calculada por trigonometria básica ou simplesmente medida no desenho do mecanismo em CAD. O ponto CT descreve uma órbita circular em relação ao ponto de rotação CB do balanceiro. Porém, para o cálculo da abertura da válvula somente necessita-se conhecer o deslocamento vertical de CT que corresponde exatamente à abertura das válvulas A . O deslocamento horizontal de CT é utilizado para o estudo de contato entre sede e ponte de válvulas, porém não interfere na cinemática de abertura das válvulas.

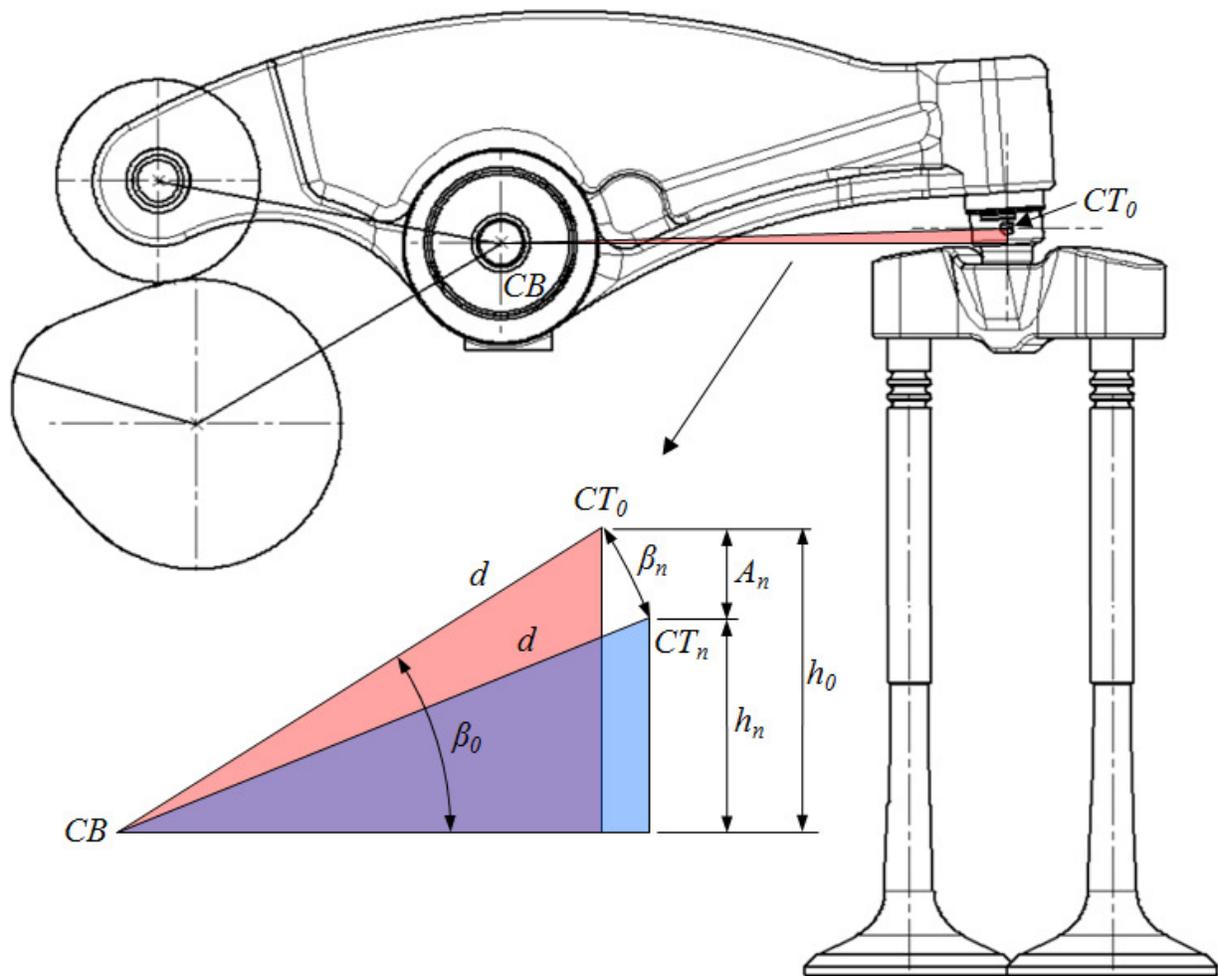


Figura 3.11: Geometria de movimento entre balanceiro e válvula.

De acordo com os triângulos retângulos mostrados na Figura 3.11, podemos facilmente definir a curva de abertura das válvulas. Os pontos CB , CT_0 , a distância d , os ângulos β_n e β_0 , são

todos conhecidos, então, basta agora calcular a abertura de válvulas correspondente ao vetor A_n . Pelos triângulos retângulos da Figura 3.11 é possível demonstrar que:

$$\beta_0 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{h_0}{d}\right) \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.18)$$

E que:

$$h_n = d \cdot \text{sen}(\beta_0 - \beta_n) \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.19)$$

E a abertura da válvula finalmente definida por:

$$A_n = h_0 - h_n \quad \text{para } n = 1, \dots, 181 \quad (3.20)$$

Derivando-se a curva de abertura de válvulas por duas vezes encontram-se as curvas de velocidade e aceleração da válvula mostradas na Figura 3.12.

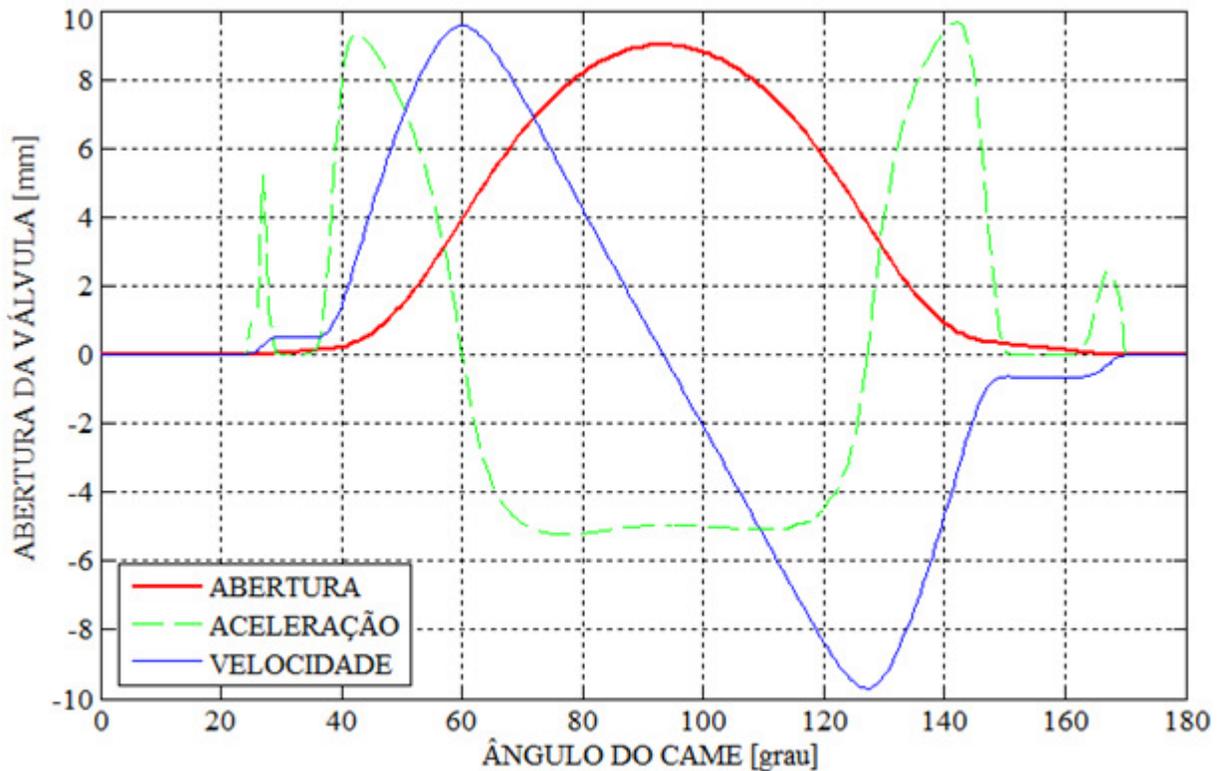


Figura 3.12: Abertura, velocidade e aceleração da válvula.

Após determinadas as aberturas das válvulas de admissão e escapamento, restam agora colocá-las em fase com o motor. Os ângulos para o sincronismo das curvas de abertura de válvulas são definidos no desenho da árvore de comando de válvulas. A relação em graus entre a rotação da árvore de comando de válvulas ψ e a rotação árvore de manivelas φ é dada por:

$$\varphi = 2 \cdot \psi \quad (3.21)$$

Na Figura 3.13 estão mostradas as curvas de abertura de válvulas já sincronizadas com o motor. Os ângulos de zero e trezentos e sessenta graus correspondem ao ponto morto superior do pistão (PMS) relacionado com a rotação da árvore de manivelas. Esse posicionamento é convencional em diagramas de abertura de válvulas. Vale salientar, que esses ângulos, em muitos motores, correspondem apenas ao alinhamento do moente da árvore de manivelas com seu eixo vertical, estando o PMS do pistão levemente deslocado. Isso ocorre devido à alguns motores possuírem um deslocamento entre o pino do pistão e o centro do cilindro ou entre o centro do cilindro e a árvore manivelas. O deslocamento do pino do pistão com o centro do cilindro é uma prática comumente executada para diminuir o nível da batida do pistão na parede do cilindro.

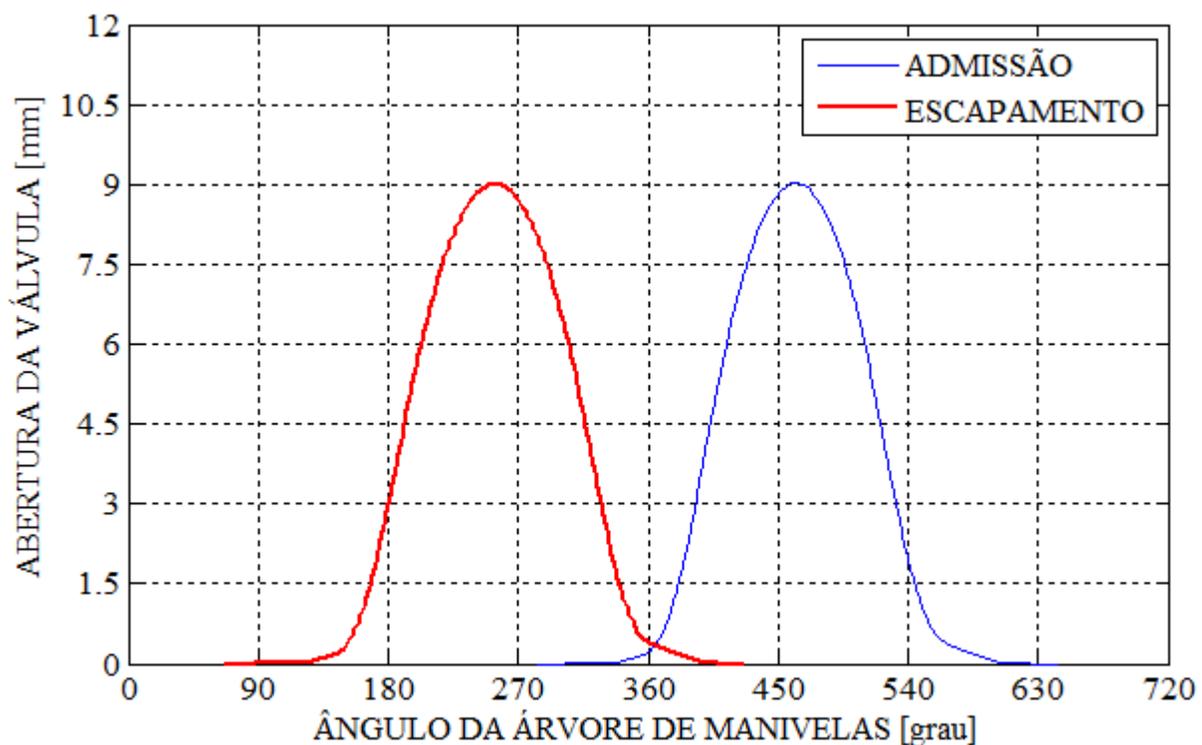


Figura 3.13: Diagrama de abertura das válvulas.

Para conferência da abertura de válvulas é padrão medir a abertura no motor real em um milímetro e meio de abertura e conferir com o digrama. Isto ocorre devido ao fato de que à um milímetro e meio de abertura, a medição está em pontos fora das rampas de abertura e fechamento e com a reta tangente a curva com grande inclinação, minimizando assim os desvios causados pelas folgas do sistema. Medições feitas nas rampas resultam em grandes desvios angulares e incertezas de medição. Para encontrar esses valores angulares a um milímetro e meio, calculam-se apenas os valores da função *Spline* da curva de abertura de válvulas para $S(1.5)$.

Para completar o diagrama, ainda é conveniente traçar a curva cinemática da face do topo do pistão ou do rebaixo das válvulas para o estudo das folgas entre pistão e válvulas. Para determinar a distância mínima entre pistão e válvulas definimos o deslocamento do pistão pela resolução do sistema biela e manivela da Figura 3.14. No motor estudado, o pistão não possui rebaixos para as válvulas em sua face superior. Em motores onde as válvulas são inclinadas em relação ao centro do cilindro a prática de recessos é comum. Os recessos são criados para que se possa permitir o cruzamento das válvulas sem colisão com o pistão e fornecer ao motor a taxa de compressão definida por projeto.

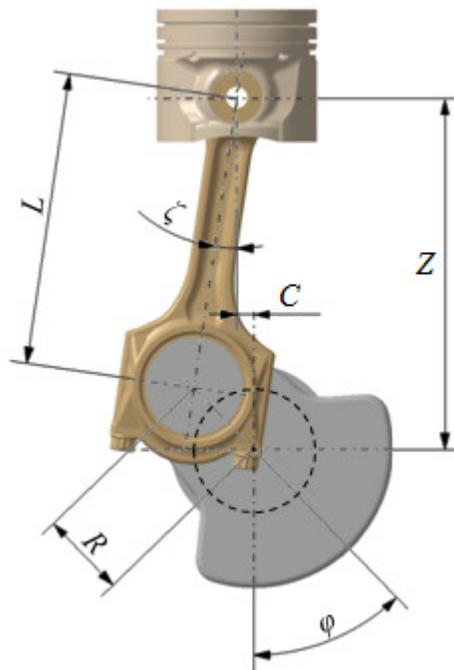


Figura 3.14: Sistema Biela e Manivela do Motor Estudado.

Considerando o sistema biela e manivela sem folgas conforme a Figura 3.14, podemos escrever as componentes verticais do sistema conforme:

$$R \cdot \cos(\varphi) + L \cdot \cos(\zeta) - Z = 0 \quad (3.22)$$

E as componentes horizontais conforme:

$$R \cdot \text{sen}(\varphi) - L \cdot \text{sen}(\zeta) - C = 0 \quad (3.23)$$

Para encontrar o valor da coordenada de posição do pino do pistão primeiramente isolamos Z da equação 3.22 conforme:

$$Z = R \cdot \cos(\varphi) + L \cdot \cos(\zeta) \quad (3.24)$$

E ζ da equação 3.23 conforme:

$$\zeta = \text{sen}^{-1}\left(\frac{R \cdot \text{sen}(\varphi) - C}{L}\right) \quad (3.25)$$

Substituindo 3.25 em 3.24 temos a posição da coordenada do centro do pino do pistão para cada ângulo φ de rotação da árvore de manivelas conforme:

$$Z = R \cdot \cos(\varphi) + L \cdot \cos\left(\text{sen}^{-1}\left(\frac{R \cdot \text{sen}(\varphi) - C}{L}\right)\right) \quad (3.26)$$

Encontradas as posições do centro do pino do pistão Z para cada ângulo da árvore de manivelas, projeta-se simetricamente Z em relação ao eixo horizontal, ou seja, $-Z$, soma-se a isto a altura do centro da árvore de manivelas até a face superior do bloco, mais a espessura da junta. Adiciona-se ainda a distância da face inferior da válvula até a face do cabeçote. Finalmente subtrai-se a distância do centro do pino até a face superior do pistão encontrando então, a curva referente à face do pistão. Executada essa operação o diagrama de abertura de válvulas pode ser apresentado com a curva do pistão conforme mostrado na Figura 3.15.

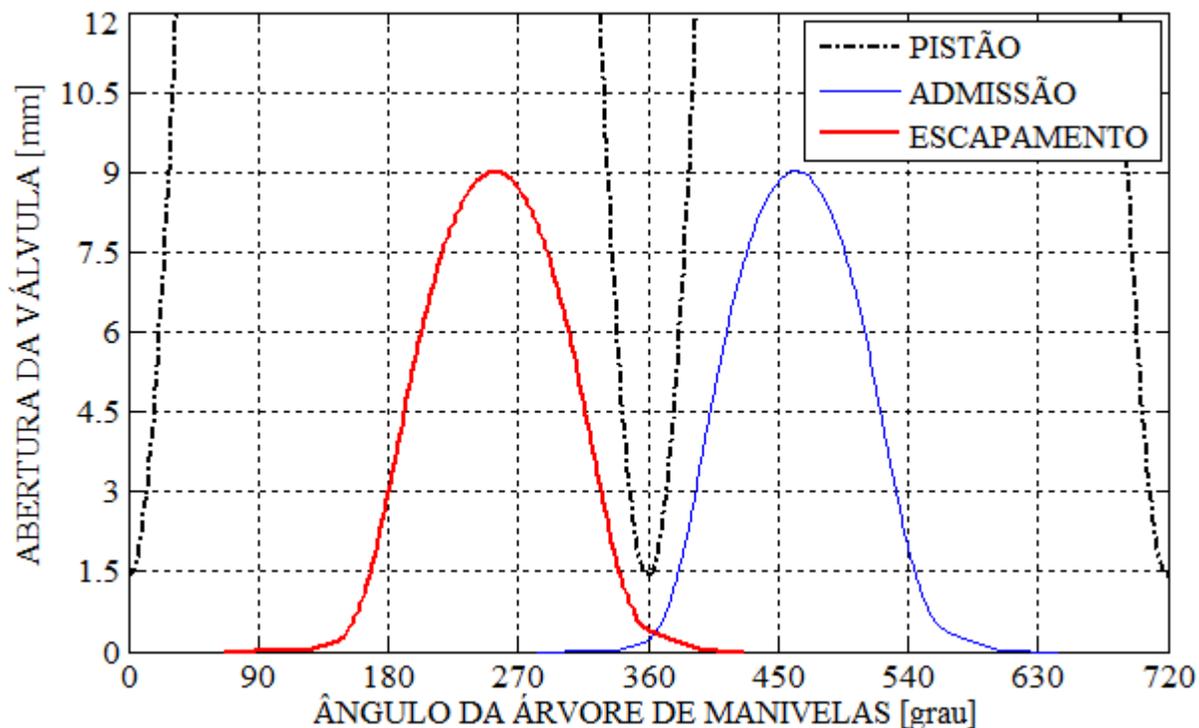


Figura 3.15: Diagrama de abertura das válvulas com a curva do pistão.

A distância mínima entre válvulas e pistão, ao contrário do que se pode pensar, ocorre comumente fora do PMS, alguns graus antes para a válvula de escape e alguns graus depois para a válvula de admissão. Isso ocorre devido ao cruzamento das aberturas de válvulas de admissão e escape importantes para a combustão. Para encontrar o valor de folga mínima basta achar o mínimo do valor da função definida pela subtração da curva do pistão com a curva de abertura da válvula. Em projetos onde as distâncias entre a face inferior das válvulas e a face de fogo do cabeçote forem desiguais ou tenham rebaixos no pistão com alturas diferentes, duas curvas são traçadas, uma para cada válvula. O valor cinemático mínimo de folga permitido é de conhecimento de cada fabricante de motor e de acordo com o tipo de mecanismo estudado. De forma prática, mede-se a mínima folga entre pistão e válvula através de pequenas peças de chumbo coladas na face superior do pistão e na direção das válvulas, após girar o motor por algumas vezes e de forma manual, desmonta-se o cabeçote do motor e mede-se a espessura das peças amassadas pela pequena folga entre válvulas e pistão. Esse método não representa a mínima folga real, pois trabalha com as elasticidades dos componentes e folgas do sistema. Porém, é eficiente devido à correlação conhecida entre a folga real e a medida pelos fabricantes.

4 MODELAMENTO DINÂMICO

Para o modelamento dinâmico do trem de válvulas, um modelo de resposta dinâmica em sua forma mais simples e de 1 GDL é comumente mostrado na literatura. Olmstead e Taylor (1939) sugerem em seu trabalho serem os primeiros a representar um trem de válvulas do Tipo V, conforme a Figura 2.1, sem tucho hidráulico e com 1 GDL através de massas e rigidezes equivalentes. Chen (1982) apresenta o modelamento de 1 GDL como começo dos estudos e representa alguns trens de válvulas com múltiplos graus de liberdade explorando a característica de cada modelamento e os atritos de Coulomb e viscosos. Wang (2007) apresenta somente o modelo de 1 GDL.

Os modelos de resposta dinâmica e de 1 GDL são mais facilmente calculados quando a excitação é harmônica e periódica de tempo. No caso de trem de válvulas a excitação é de forma irregular e conforme a curva do came. Para a solução analítica do modelo de 1GDL desse trabalho foi utilizada a representação da excitação por uma série de *Fourier*.

O modelo de resposta dinâmica de 1 GDL foi primeiramente resolvido analiticamente e posteriormente resolvido através do uso de um integrador numérico. Após comprovada a correlação de resultados e definidos os parâmetros de integração foi construído o modelo de múltiplos graus de liberdade e solucionado através do mesmo integrador numérico e parâmetros. O modelamento e resultados apresentados a seguir nesse capítulo são apenas para o acionamento da válvula de escapamento que possui o balanceiro de menor rigidez.

4.1 Modelo de 1 GDL com Solução Analítica

Na Figura 4.1 está mostrado o modelo de 1 GDL implementado em MATLAB. O método para a solução analítica foi baseado na solução criada por Wilson, Turcotte e Halpern (2003). O processo de interpolação linear dos pontos de entrada da solução original foi substituído pelo uso de interpolação cúbica através da *Spline* resultante do modelamento cinemático. Dessa forma

pode-se obter a quantidade de pontos necessários dentro do período de uma rotação do came para a obtenção de uma boa aproximação pela série finita de *Fourier*. O fato da curva de abertura de válvulas não possuir descontinuidades e variações abruptas possuindo assim um comportamento suave, resulta em uma boa aproximação pela série finita de *Fourier*.

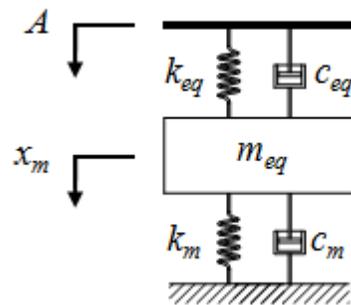


Figura 4.1: Sistema massa, mola e amortecedor de 1 GDL.

No modelo da Figura 4.1, o deslocamento de entrada A é fornecido pelo modelamento cinemático, k_m que representa a rigidez da mola é dado no desenho da mola de válvulas, os amortecimentos c_m e c_{eq} ajustados empiricamente, k_{eq} calculado por elementos finitos e m_{eq} calculado no eixo de referência da válvula. O sistema de referência é o eixo das válvulas, dessa forma a massa rotativa do balanceiro foi convertida em uma massa oscilante equivalente na direção do eixo da válvula. Para o cálculo da massa equivalente do balanceiro primeiramente tem-se que conhecer seu momento de inércia em relação ao eixo de rotação em trabalho. Na Figura 4.2 observa-se o momento de inércia calculado no centro de trabalho do balanceiro através do programa CATIA V5 e densidade do balanceiro de aço de $7.85 \text{ [kg/dm}^3 \text{]}$.

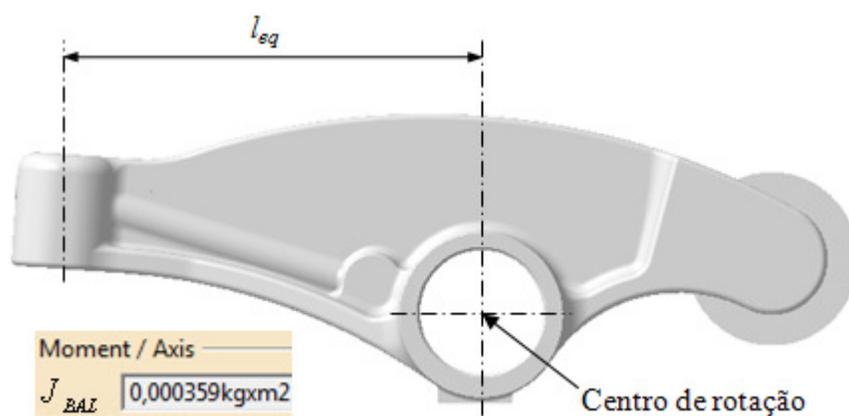


Figura 4.2: Momento de inércia calculado no centro de rotação do balanceiro.

Calculado o momento de inércia do balanceiro J_{BAL} em seu eixo de rotação, escreve-se a energia cinética do balanceiro T em função de sua velocidade angular $\dot{\theta}_{BAL}$ conforme:

$$T = \frac{1}{2} J_{BAL} \dot{\theta}_{BAL}^2 \quad (4.1)$$

Para a energia cinética translacional equivalente T_{eq} no eixo de referência, temos em função da massa equivalente do balanceiro m_{eqBAL} e de sua velocidade linear equivalente \dot{x}_{eq} que:

$$T_{eq} = \frac{1}{2} m_{eqBAL} \dot{x}_{eq}^2 \quad (4.2)$$

Observando a relação entre $\dot{\theta}_{BAL}$, \dot{x}_{eq} e a distancia l_{eq} entre o centro de giro do balanceiro e a distância da posição da massa alternativa equivalente m_{eqBAL} temos que:

$$\dot{\theta}_{BAL} = \frac{\dot{x}_{eq}}{l_{eq}} \quad (4.3)$$

Substituindo 4.3 em 4.1 e igualando T_{eq} e T obtemos então o valor da massa alternativa equivalente do balanceiro m_{eqBAL} conforme:

$$m_{eqBAL} = \frac{J_{BAL}}{l_{eq}^2} \quad (4.4)$$

Segundo Wang (2007) a massa do balanceiro poderia ser considerada como uma massa alternativa na linha de centro de trabalho da válvula equivalente de 33% da massa total do balanceiro, igualando as energias cinéticas. Nesse caso através da equação 4.4, foi obtido 27% para o balanceiro de escapamento e 37% para o balanceiro de admissão. Wang (2007) ainda sugere considerar de forma conservadora 50% da massa da mola de válvulas a qual será adotada. Dessa forma, a massa equivalente m_{eq} do mecanismo na linha de centro de trabalho da válvula com duas válvulas para cada balanceiro, pode ser calculada conforme:

$$m_{eq} = m_{eqBAL} + m_{TUCHO} + m_{PONTE} + 2 \cdot m_{VALV} + 2 \cdot m_{PRATO+TRAVA} + 2 \frac{m_{MOLA}}{2} \quad (4.5)$$

Para o cálculo da rigidez equivalente k_{eq} foram considerados apenas o balanceiro e a ponte de válvulas, pois são as peças mais flexíveis do sistema. As rigidezes dos contatos, da árvore de comando de válvulas e seus mancais, do eixo dos balanceiros e seus mancais, dos pratos das válvulas e das válvulas não foram consideradas na resposta.

Como o balanceiro trabalha rotacionando, alterando o ângulo de seu corpo em relação à válvula e deslocando a linha de contato com o came, sua rigidez é não linear. Para simplificação do problema foram calculados os deslocamentos do balanceiro através do método de elementos finitos no início e na abertura máxima da válvula e através de média simples calculada sua rigidez:

$$k_{BALANCEIRO} = \frac{k_a + k_b}{2} \quad (4.6)$$

Com k_a e k_b calculados a partir da força aplicada e da deformação calculada por elementos finitos:

$$k_{a,b} = \frac{F_{a,b}}{\Delta_{DEFORMAÇÃO}} \quad (4.7)$$

Os ângulos de aplicação das forças F_a do início da abertura e F_b da abertura máxima conforme a Figura 4.3, foram extraídos do modelo cinemático. Para o cálculo da rigidez do balanceiro é importante respeitar as condições de contorno do mecanismo e o local de referência onde se quer obter a rigidez equivalente. No caso estudado foram aplicadas as forças genéricas de 1 [kN] na junta esférica do tucho e as rigidezes calculadas pela relação entre a força genérica dividida pelo deslocamento conforme a equação 4.7.

Na Figura 4.3 é mostrado o local de aplicação das forças e das restrições nos apoios. O cálculo de elementos finitos foi feito através do programa CATIA V5. No cálculo foram utilizados como dados de entrada do material o coeficiente de *Poisson* $\nu_{AÇO} = 0.27$, módulo de elasticidade $E_{AÇO} = 205$ [GPa] e malha com elementos tetraédricos parabólicos de 1 [mm].

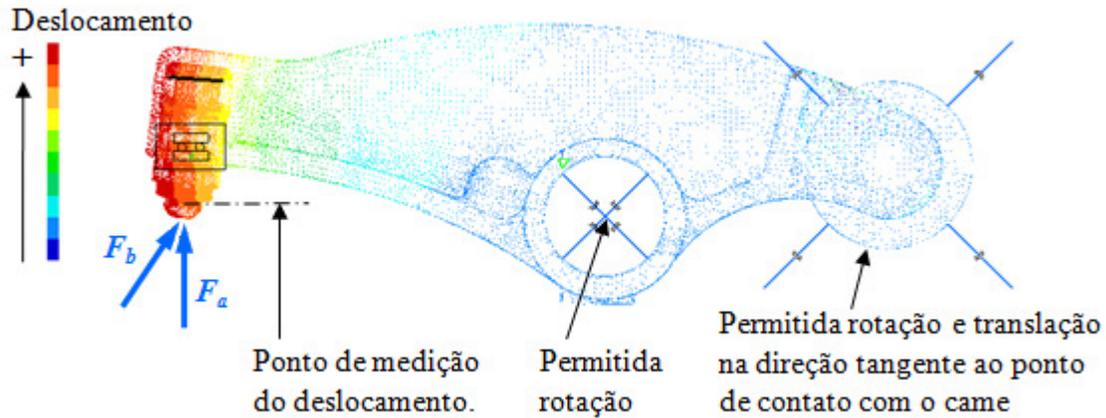


Figura 4.3: Cálculo da deformação do balanceteiro por elementos finitos.

De forma análoga, o mesmo foi feito para o cálculo da rigidez da ponte, porém como o ângulo de aplicação da força não se altera em toda a abertura da válvula, apenas um cálculo é executado. Na Figura 4.4 é mostrado o local de aplicação da força e das restrições nos apoios.

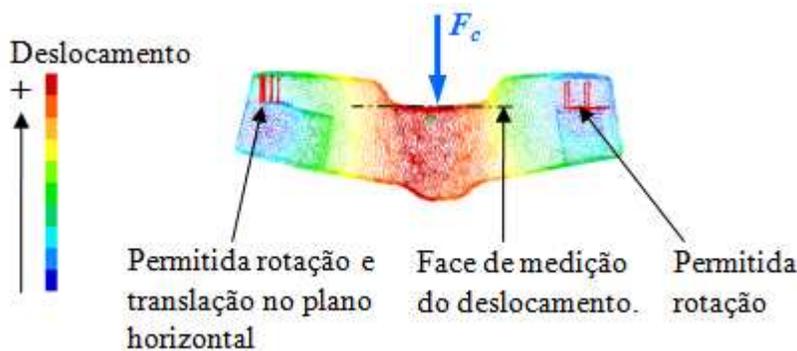


Figura 4.4: Cálculo de deformação da ponte por elementos finitos.

Pela relação entre a força genérica F_c aplicada de $1 [\text{kN}]$ e a deformação calculada pelo cálculo de elementos finitos temos para a rigidez da ponte k_{PONTE} que:

$$k_{PONTE} = \frac{F_c}{\Delta_{DEFORMAÇÃO}} \quad (4.8)$$

Como o balanceteiro e a ponte estão montados em uma associação em série, finalmente temos para o cálculo do k_{eq} que:

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_{BALANCEIRO}} + \frac{1}{k_{PONTE}} \quad (4.9)$$

Para o cálculo do k_m que representa a rigidez de duas molas de válvulas associadas em paralelo temos simplesmente que:

$$k_m = 2 \cdot k_{MOLA} \quad (4.10)$$

Conhecidas as massas e rigidezes, e estimados os coeficientes de amortecimento do sistema de 1 GDL definimos então, o diagrama de corpo livre conforme a Figura 4.5.

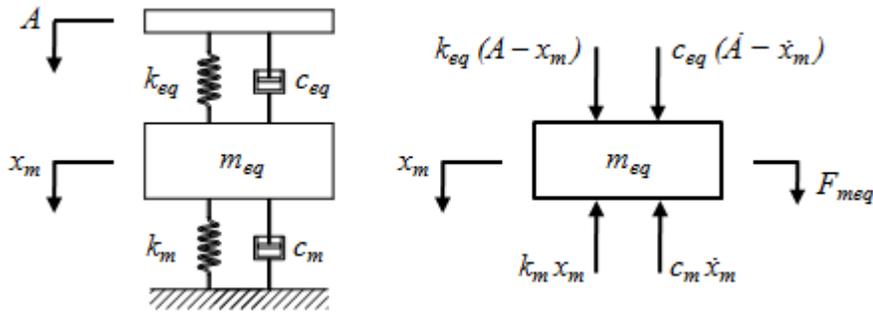


Figura 4.5: Sistema massa, mola e amortecedor e diagrama de corpo livre para 1 GDL.

Definido o diagrama de corpo livre e para escrever a equação do movimento, temos pela segunda lei de *Newton* que:

$$\sum F = m\ddot{x} \quad (4.11)$$

Aplicando a segunda lei de *Newton* ao diagrama de corpo livre temos a equação do movimento conforme:

$$m_{eq} \ddot{x}_m + F_{meq} = k_{eq} A - k_{eq} x_m + c_{eq} \dot{A} - c_{eq} \dot{x}_m - k_m x_m - c_m \dot{x}_m \quad (4.12)$$

Rearranjando a equação 4.12 de forma conveniente para a resolução, isolamos a direita da igualdade, a excitação proveniente do modelamento cinemático conforme:

$$m_{eq} \ddot{x}_m + \dot{x}_m (c_{eq} + c_m) + x_m (K_{eq} + k_m) = c_{eq} \dot{A} + k_{eq} A - F_{meq} \quad (4.13)$$

Para definir o número de termos somados da série de *Fourier* que seriam utilizados na solução analítica, foi comparado a curva de abertura de válvulas de entrada com a curva aproximada pela série. Na comparação calcularam-se os desvios das curvas aproximadas para vinte, quarenta, cem, duzentos e mil termos. No gráfico da Figura 4.6 observa-se que para cem termos o desvio torna-se muito pequeno, quase que imperceptível e de acordo com a Tabela 4.1 inferior a um milésimo de milímetro.

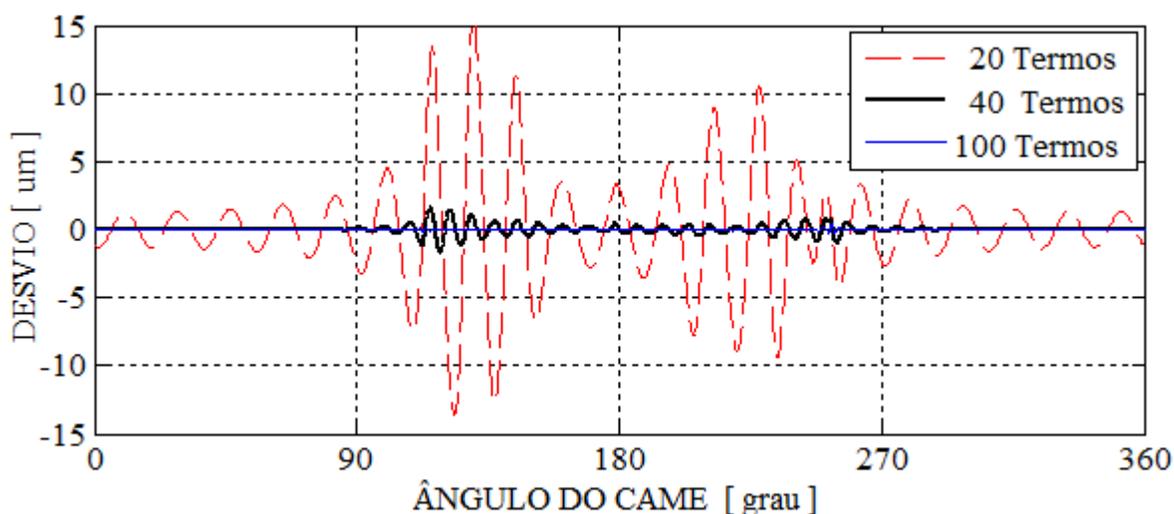


Figura 4.6: Desvio da curva aproximada para vinte, quarenta e cem termos.

Na Tabela 4.1 observa-se a diminuição do desvio da curva de acordo com o aumento do número de termos da série. A partir de cem termos somados o desvio é inferior a um milésimo de milímetro e de duzentos para mil termos não é mais observada a diminuição da amplitude do desvio, ou seja, de duzentos para mil termos somente se aumenta o tempo de processamento sem diminuição da amplitude do desvio.

Tabela 4.1: Desvio máximo na aproximação pela série finita de *Fourier*.

| NÚMERO DE TERMOS DA SÉRIE | DESvio MÁXIMO DA CURVA DE ADMISSÃO [10⁻³ mm] | DESvio MÁXIMO DA CURVA DE ESCAPAMENTO [10⁻³ mm] |
|----------------------------------|--|---|
| 20 | 15 | 18 |
| 40 | 2 | 2 |
| 100 | 0.4 | 0.4 |
| 200 | 0.059 | 0.061 |
| 1000 | 0.058 | 0.059 |

Levando-se em conta que o desvio máximo da curva a partir de vinte termos possui valor inferior a dois centésimos de milímetro e de que a tolerância de usinagem pode chegar a dois centésimos de milímetro, qualquer número de termos superior a vinte já seria suficiente para representar o problema. Porém, observando a rampa de entrada de forma ampliada na Figura 4.7, observa-se que para 100 termos a rampa de velocidade constante aproxima-se de uma reta, ou seja, o número de cem termos seria o ideal para representar as rampas.

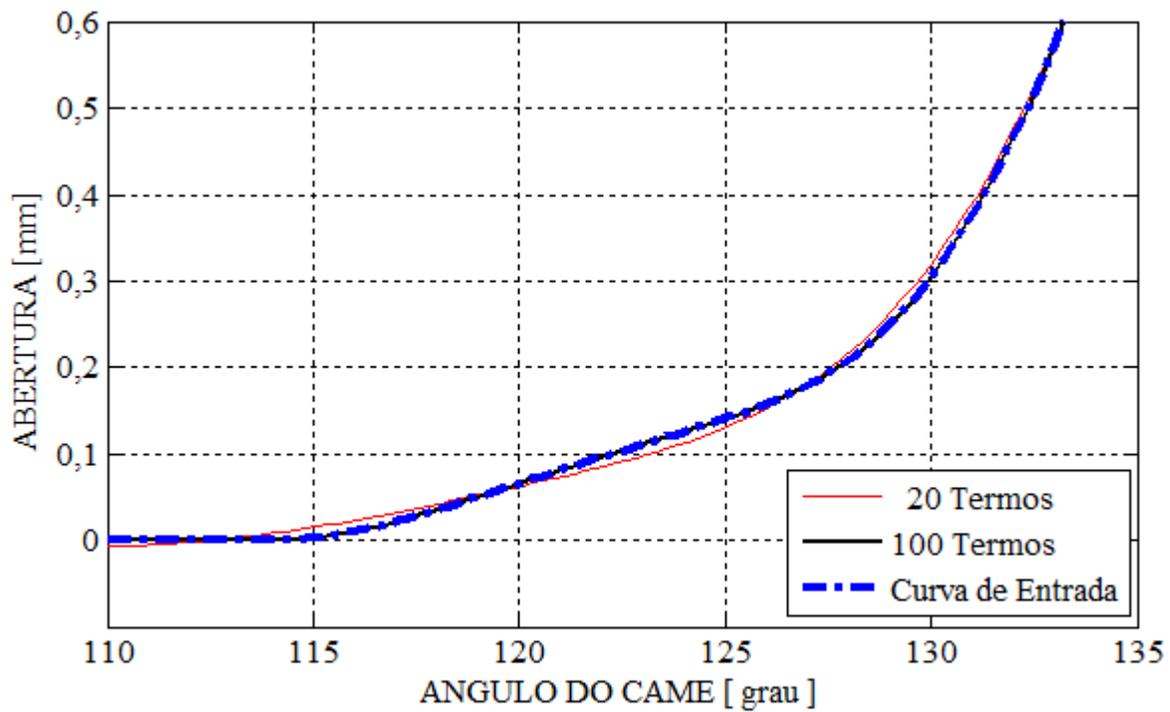


Figura 4.7: Desvio da na rampa de entrada para vinte e cem termos.

Na Figura 4.7 pode-se observar que a curva de entrada, que é a curva de abertura de válvulas provida pelo modelamento cinemático e sua aproximação para a série finita de *Fourier* estão sobrepostas sugerindo uma excelente aproximação. Como o tempo de processamento alterou em poucos segundos de cem para duzentos termos, o número escolhido foi de duzentos termos. Para a soma de duzentos termos escolhida para a solução o desvio máximo é de sessenta e um nanômetros.

Definidos os parâmetros da série de *Fourier*, dadas as condições iniciais de deslocamento e velocidade iguais a zero e resolvidas analiticamente as soluções homogêneas e particulares para

cada frequência da série, somam-se as respostas de cada termo da série chegando ao resultado final que correspondem aos gráficos da Figura 4.8 para a marcha lenta do motor de 1000 [rpm].

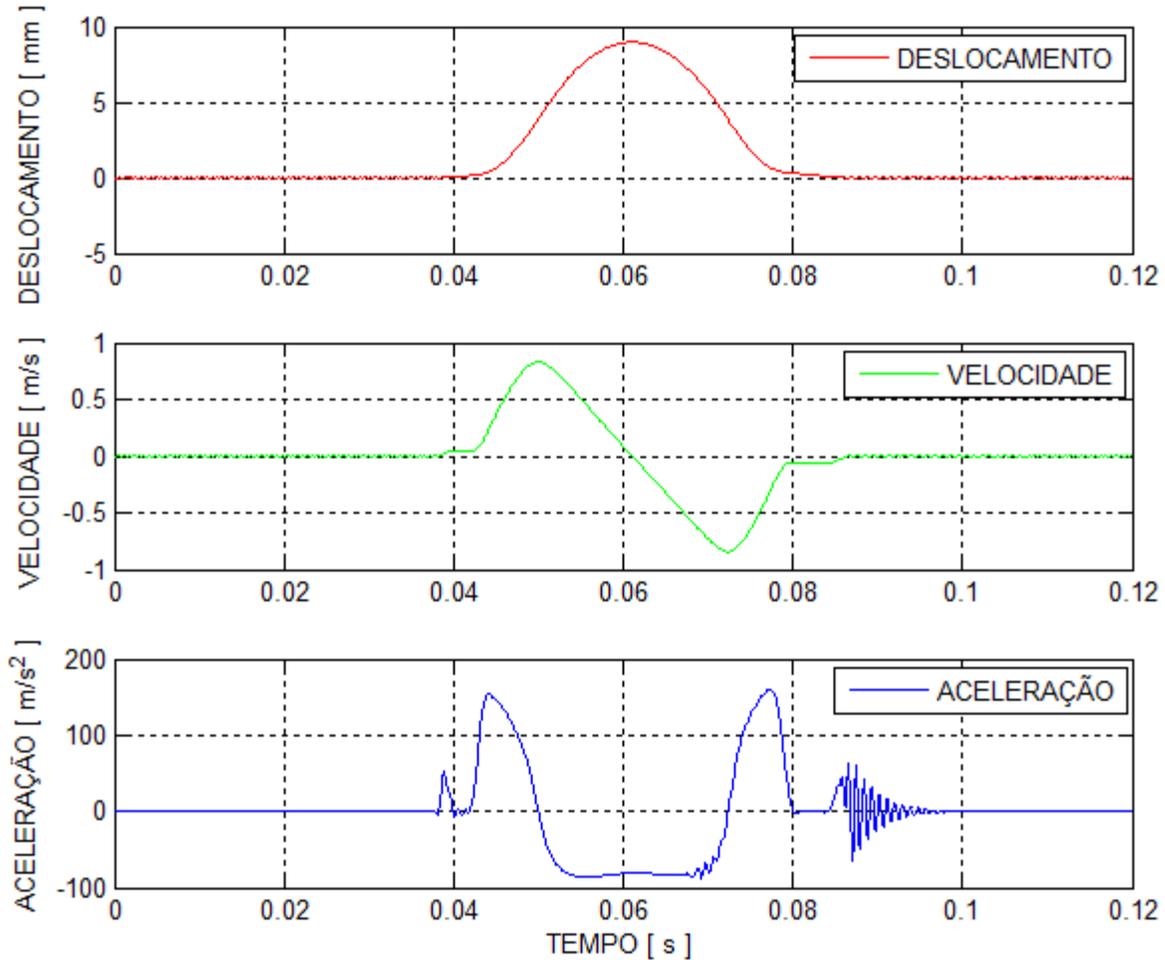


Figura 4.8: Abertura, velocidade e aceleração da m_{eq} para 1000 [rpm] do motor.

Observa-se na Figura 4.8 que a característica da curva aproxima-se da forma da curva cinemática, ou seja, para baixa rotação quase que não há influência da elasticidade dos corpos na resposta da válvula. Na curva de velocidade são observados com clareza os patamares de velocidade constante das rampas de abertura e fechamento e seu valor de aceleração igual a zero. O ruído no final da curva de aceleração corresponde ao fato de que o modelo não contempla o batente para a massa equivalente, que no motor real corresponde à sede da válvula. Para considerar o batente, o modelamento do sistema deveria ser alterado através da utilização do equacionamento não linear. Com o batente implementado, que corresponderia ao modelamento

do contato da válvula com sua sede, seria possível a análise de varias voltas do came e conseqüentemente levar em consideração o comportamento vibratório dos elos como condição inicial na resposta das próximas voltas.

Na Figura 4.9 estão traçadas as mesmas curvas da Figura 4.8 para a máxima rotação do motor que em trabalho pode chegar a 4500 [rpm].

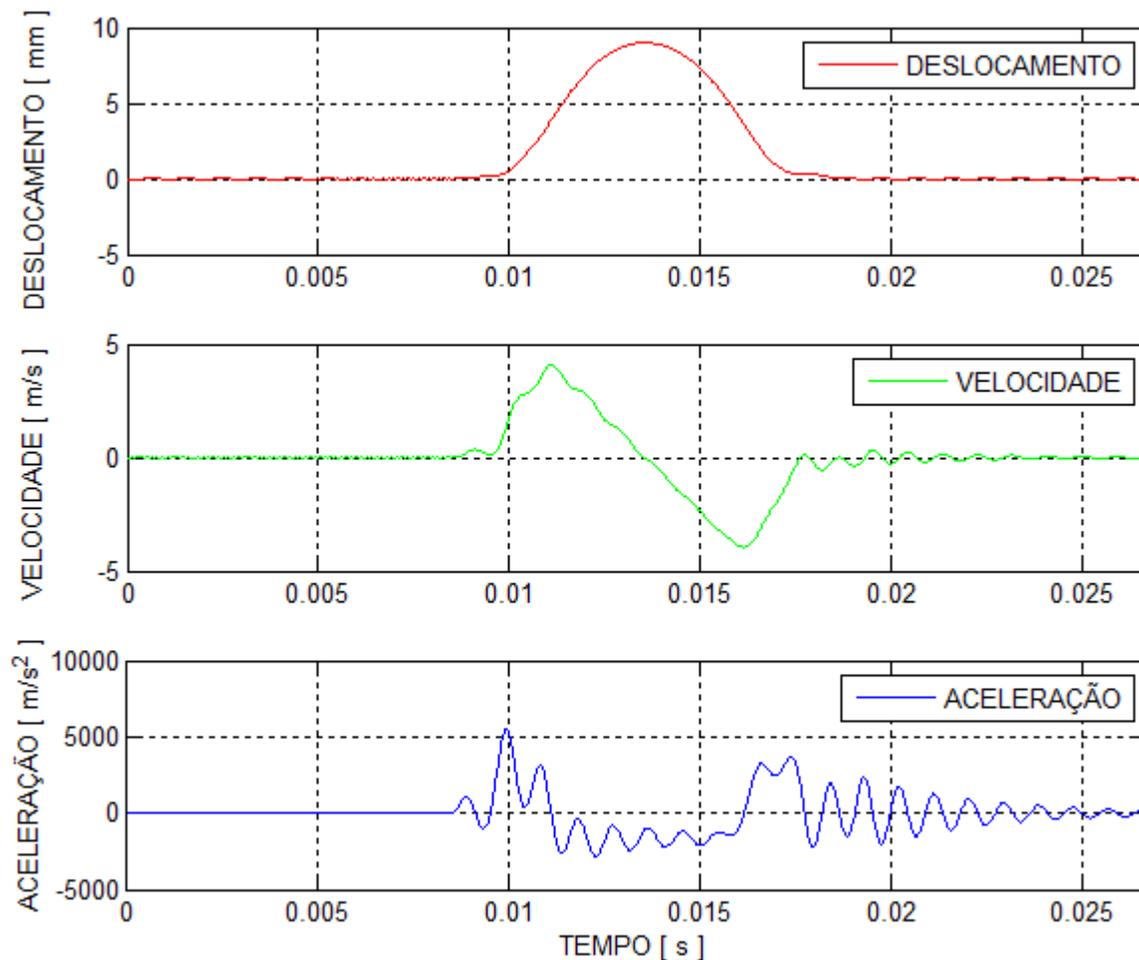


Figura 4.9: Abertura, velocidade e aceleração da m_{eq} para 4500 [rpm] do motor.

Com o aumento da rotação do motor, é nítida a influência da rigidez dos componentes na resposta da curva de aceleração da válvula, quanto menor a relação entre a rigidez do balancim e a massa do trem de válvulas pior será o comportamento vibratório do mesmo. Na curva de aceleração para 4500 [rpm] o valor do pico de aceleração chega a 5000 [m/s²], um grande

aumento comparado aos 150 [m/s²] da aceleração em marcha lenta, ou seja, as forças nos contatos aumentam mais de trinta vezes sua magnitude.

Analisando a curva de aceleração e a de abertura simultaneamente, é possível notar que nos instantes onde a aceleração possui valores positivos são os momentos mais críticos para as pressões de contato, já para os valores negativos temos a possibilidade de perda de contato no mecanismo. Nos valores de aceleração negativa é onde mais trabalha a mola de válvulas, é ela que garante que não haja perdas de contato no mecanismo. A mola de válvulas e seu valor de pré-carga são definidos para que nas máximas rotações de trabalho do motor não ocorram perdas das forças de contato em todo o mecanismo de acionamento de válvulas.

Um dos objetivos do modelo dinâmico é prever a perda de contato no mecanismo, para isso e de acordo com a Figura 4.5, podemos concluir que caso o somatório das forças atuantes na m_{eq} em algum de seus lados seja inferior ao valor da pré-carga da mola, ocorrerá perda de contato no mecanismo. Para calcular uma possível perda de contato definimos a força atuante no lado superior da m_{eq} da Figura 4.5 como:

$$F_{eq} = k_{eq}(A - x_m) + c_{eq}(\dot{A} - \dot{x}_m) \quad (4.14)$$

E para o lado inferior onde está a mola de válvulas como:

$$F_m = k_m x_m + c_m \dot{x}_m \quad (4.15)$$

E a força inercial da massa m_{eq} como:

$$FI = F_{eq} - F_m \quad (4.16)$$

Ou também:

$$FI = m_{eq} \dot{x}_m \quad (4.17)$$

Na Figura 4.10 estão mostradas as forças para a máxima rotação do motor, onde é maior a probabilidade de perda de contato. A linha tracejada representa a pré-carga estática das duas

molares de válvulas somadas. Nota-se que as forças F_{eq} e F_m são sempre maiores que a pré-carga das molas, sugerindo então, não haver perda de contato no mecanismo mesmo em alta rotação. Nota-se também que durante o evento principal de deslocamento F_{eq} aproxima-se mais da linha de pré-carga do que F_m . Isso significa que existe uma maior tendência de ocorrer a perda de contato na região entre balanceiro e came. Já na região da rampa de fechamento, as duas curvas se aproximam da curva de pré-carga, isso pode significar uma tendência de perda de contato no momento do fechamento. Essa perda de contato no fechamento das válvulas é conhecida pelos estudiosos, como medido por Turkish (1946) e normalmente ocorre quando o motor é sujeito a rotações acima do máximo permitido.

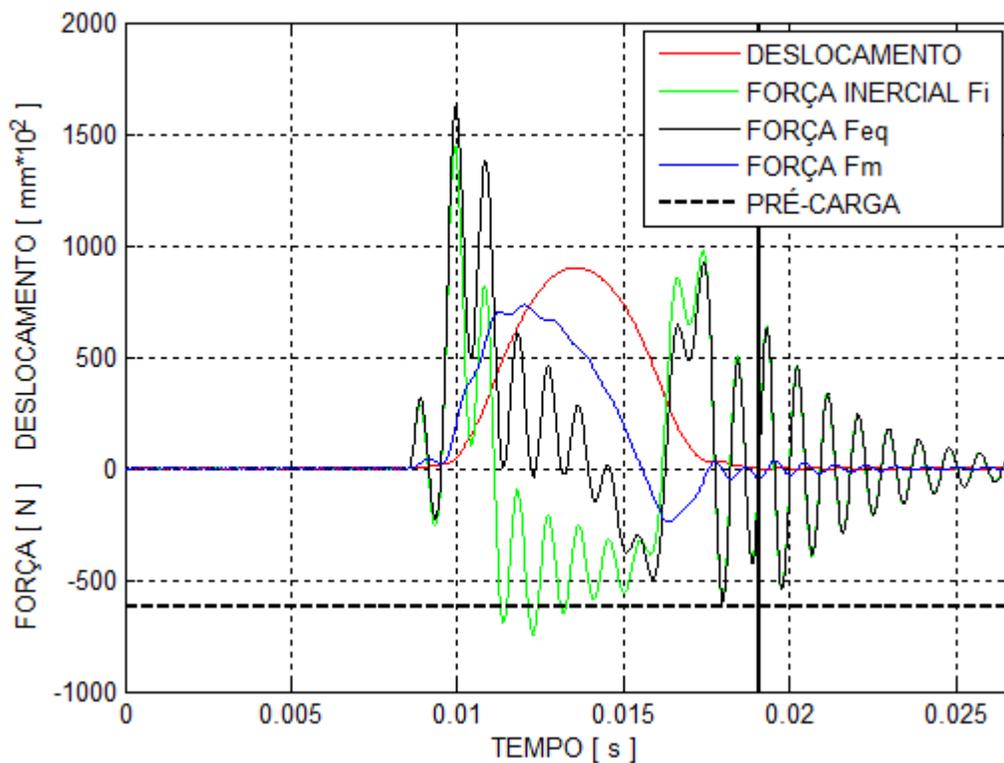


Figura 4.10: Forças para 4500 [rpm] do motor.

Na Figura 4.10 observa-se uma linha vertical próxima do final do evento de deslocamento da massa, essa linha significa o final do período válido para análise, a direita dessa linha, a válvula deveria estar fechada, sem movimento e em contato com sua sede. Como escrito anteriormente, o modelo estudado não contempla o contato da válvula com a sede de válvulas.

Ainda analisando a Figura 4.10, é importante ressaltar que o modelo considera apenas as condições iniciais de velocidade e deslocamento iguais a zero, e isso não é verdade para os componentes do mecanismo, principalmente para a mola de válvulas, que apesar da válvula fechar-se e permanecer sem movimento, seus elos continuam vibrando até o início da próxima abertura de válvulas. Esse comportamento vibratório dos elos da mola altera as condições iniciais da resposta do sistema na próxima abertura da válvula.

Para 4500 [rpm] é notória a importância da pré-carga da mola para impedir que ocorra a perda de contato no sistema de acionamento de válvulas. Já para a rotação de marcha lenta do motor a 1000 [rpm], a pré-carga da mola é muito pouco solicitada. Podemos então, observar na Figura 4.11, que os esforços inerciais à 1000 [rpm] são muito pequenos quando comparados a 4500 [rpm] e o comportamento vibratório da massa equivalente bem menos saliente. Para essa rotação a pré-carga da mola poderia ser muito pequena.

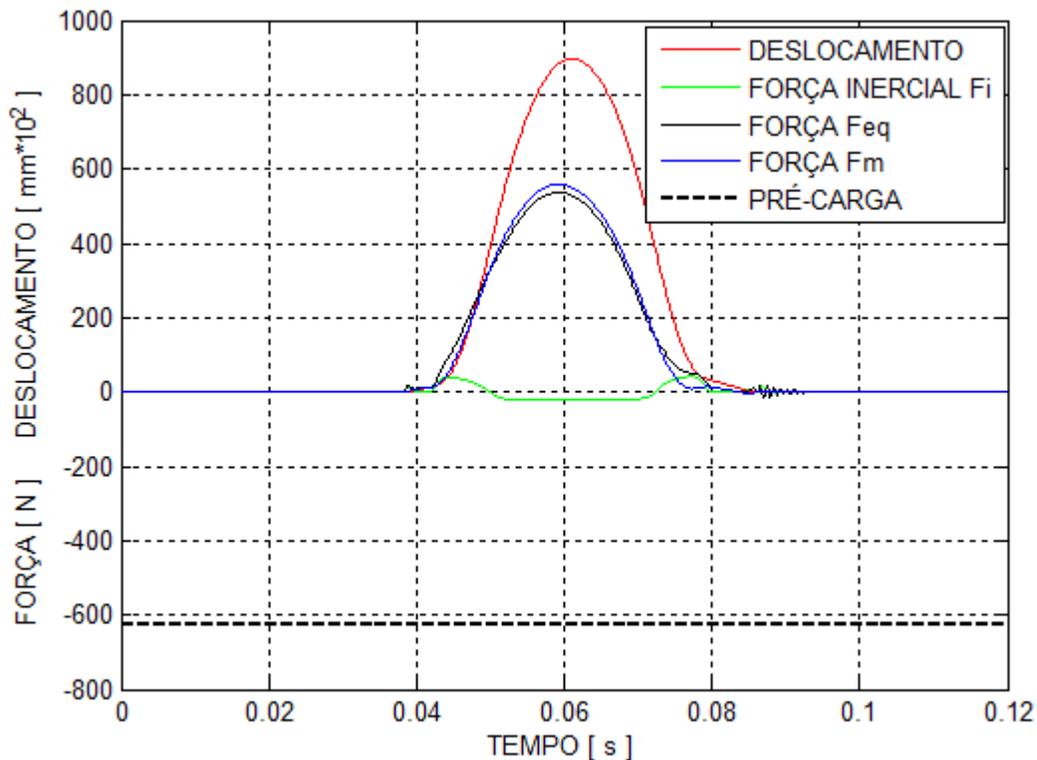


Figura 4.11: Forças para 1000 [rpm] do motor.

4.2 Modelo de 1 GDL com Solução Numérica

Para modelos com múltiplos graus de liberdade, a solução analítica torna-se custosa e pouca prática, o que torna o uso de integradores numéricos uma excelente alternativa. Antes de partir para um modelo mais complexo do trem de válvulas, a solução numérica foi implementada no mesmo modelo de 1 GDL apenas para comprovar o método comparando-se os resultados. O integrador utilizado foi o *Newmark* implementado no MATLAB. O integrador *Newmark* e também o *Runge-Kutta* são conhecidos pelas suas excelentes aplicações em problemas dinâmicos.

Antes da solução são definidas as matrizes de massa, rigidez, amortecimento e força de excitação. Devido à simplicidade do problema temos a matriz de massa conforme:

$$[M_{1GDL}] = [m_{eq}] \quad (4.18)$$

E a matriz de rigidez conforme:

$$[K_{1GDL}] = [K_{eq} + k_m] \quad (4.19)$$

Para a matriz de amortecimento temos:

$$[C_{1GDL}] = [c_{eq} + c_m] \quad (4.20)$$

E para a força de excitação:

$$[F_{1GDL}] = [c_{eq}\dot{A} + k_{eq}A] \quad (4.21)$$

Graças à curva de abertura da válvula do modelo cinemático ser definida pela *Spline Cúbica*, e ela ser o dado de entrada para a excitação do modelo dinâmico, pode-se extrair infinitos pontos de deslocamento e velocidade, facilitando assim a escolha e testes do intervalo de integração. Já o período é simplesmente definido pelo tempo de uma volta do came na rotação escolhida do motor para análise. O intervalo de integração é facilmente obtido, dividindo-se o

período pelo número de intervalos escolhidos para a integração numérica. No comparativo da Figura 4.12 foram utilizados três mil e seiscentos e um pontos de integração, dez pontos por grau de rotação do came. O tempo computacional foi de poucos segundos em um computador convencional.

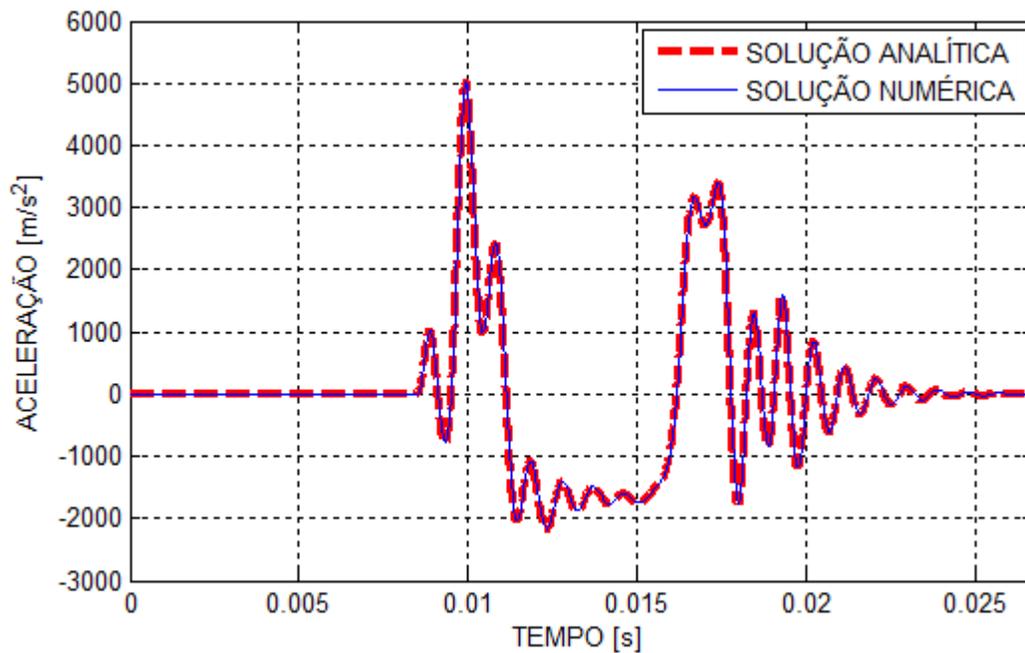


Figura 4.12: Aceleração pelo método analítico e numérico à 4500 [rpm].

O método numérico utilizando o integrador Newmark é tão robusto quanto o analítico, como comprova o comparativo entre as curvas da Figura 4.12, que se encontram sobrepostas. A máxima diferença encontrada foi inferior a 0,3 % em toda a curva de aceleração. Comprovado o modelo utilizando o integrador podemos então partir para o aprimoramento do modelo dinâmico acrescentando mais massas e conseqüentemente mais graus de liberdade.

4.3 Modelo de 15 GDL com Solução Numérica

O modelo de 15 GDL foi criado com a intenção de melhor discretizar a mola de válvulas e sua influência no comportamento vibratório do mecanismo. Como a mola do mecanismo possui

seis elos úteis e se pensarmos em definir uma massa por elo para cada uma das molas, com um total de seis massas para cada mola, somando mais uma massa para cada válvula e uma para o balanceiro, chegamos a um total de quinze massas, cada uma com um grau de liberdade na direção do movimento da válvula.

Com o intuito de distribuir a massa da mola adequadamente foi construído um modelo tridimensional da mola através do programa CATIA V5. A mola foi modelada conforme mostrado na Figura 4.13 e possui seis elos úteis exatos e mais dois fechados e planificados em 270 graus, conforme definido em desenho e conseqüentemente na peça real. A massa do primeiro elo foi calculada e somada à massa da válvula. A massa do último elo foi desconsiderada, pois teoricamente não possui movimento. As rigidezes do primeiro e do último elo foram desconsideradas por serem elos fechados e pouco influenciam na rigidez da mola em condições normais de trabalho.

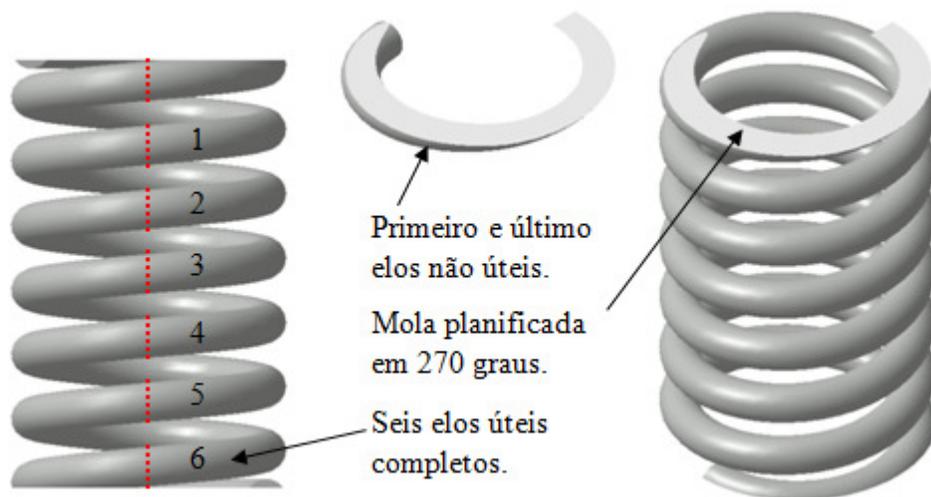


Figura 4.13: Mola de válvulas com seis elos úteis e dois fechados e planificados.

Na Figura 4.14 está representado o modelo massa, mola e amortecedor de 15 GDL estudado, sendo $m_{3, \dots, 8, 10, \dots, 15}$ as massas dos elos úteis das molas, a massa m_1 principalmente composta pela massa equivalente do balanceiro e as massas $m_{2,9}$ correspondentes basicamente as massas das válvulas. Os amortecimentos c_{17} e $c_{18,19}$ foram introduzidos para simular o atrito entre o balanceiro e seu eixo, e entre as válvulas e suas guias.

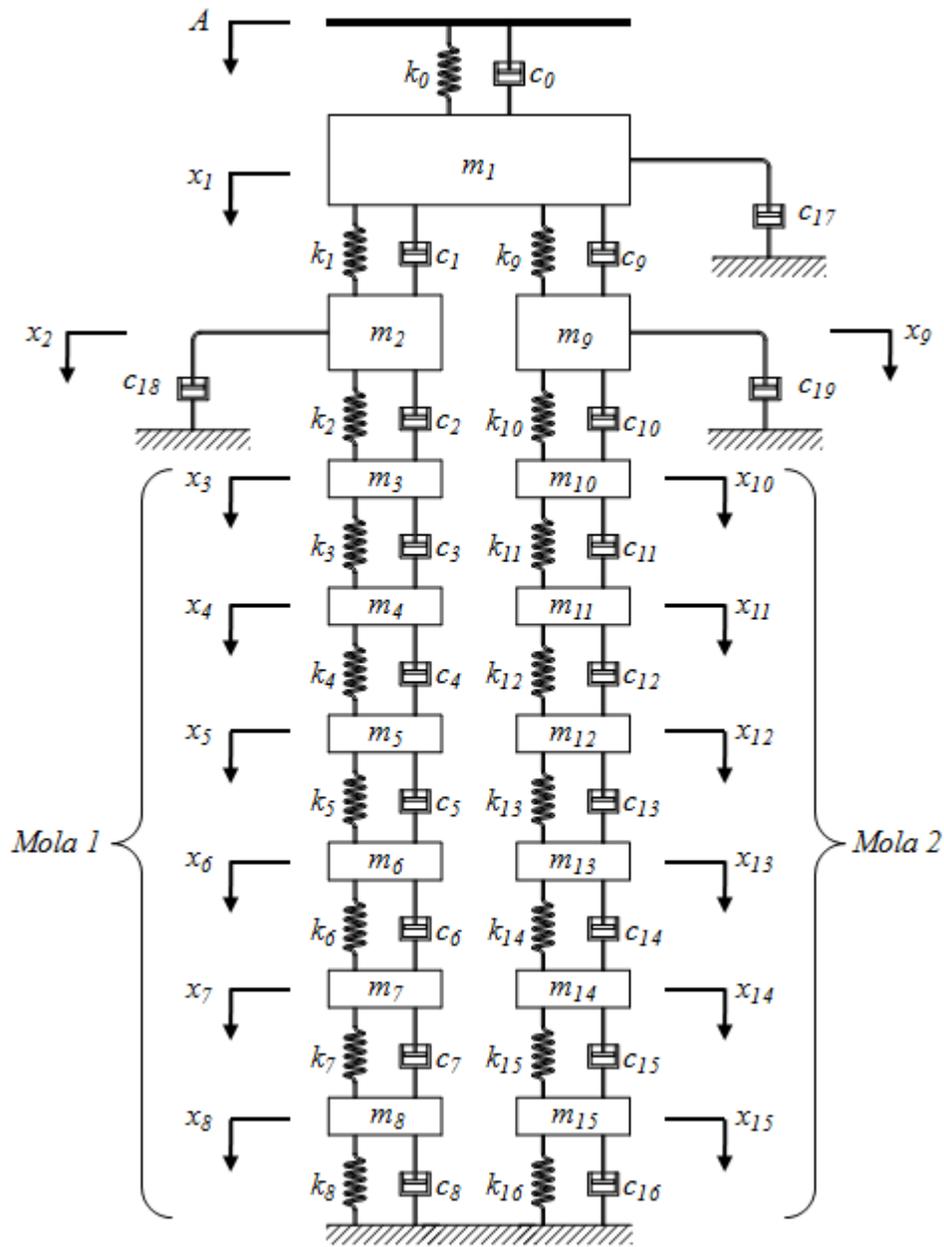


Figura 4.14: Sistema massa, mola e amortecedor de 15 GDL.

No modelo de 1 GDL as massas do sistema e a massa equivalente do balanceiro foram somadas em somente uma massa equivalente, resultando em uma grande massa. No modelo de 15 GDL são três as grandes massas do sistema, uma massa equivalente do balanceiro m_1 equivalente a 38% da massa do sistema e $m_{2,9}$ correspondentes a 28% da massa do sistema cada uma. Somadas as três massas elas respondem por 94% da massa de todo o sistema, sendo as

molhas de baixa inércia comparadas ao restante do sistema. Separando as massas m_1 e $m_{2,9}$, foi utilizada a rigidez da ponte, a massa da ponte foi dividida entre a massa do balanceiro e a massa das válvulas. Para melhor explicar a distribuição no modelo temos para a massa m_1 que:

$$m_1 = m_{eqBAL} + m_{TUCHO} + \frac{m_{PONTE}}{2} \quad (4.22)$$

Na massa m_1 foi somada a massa equivalente do balanceiro, mais as massas do tucho e mais metade da massa da ponte, a outra metade foi somada as massas das válvulas $m_{2,9}$. A massa do tucho foi somada integralmente a m_1 devido ao fato de o tucho descrever quase que em sua totalidade, somente um movimento alternativo no eixo de trabalho das válvulas. Para as massas $m_{2,9}$ equivalentes basicamente a massa das molhas, foram somadas um quarto da massa da ponte, mais a massa do prato, mais a massa da trava e a massa do primeiro elo fechado e planificado da mola conforme:

$$m_{2,9} = \frac{m_{PONTE}}{4} + m_{VALV} + m_{PRATO+TRAVA} + m_{1^\circ ELO} \quad (4.23)$$

Para definir as massas dos elos úteis da mola $m_{3,\dots,8,10,\dots,15}$ utilizou-se do modelo em CAD para cálculo da massa total da mola e dos elos não úteis conforme a Figura 4.13, calculadas as massas temos para a massa de cada elo que:

$$m_{3,\dots,8} = \frac{m_{MOLA} - 2 \cdot m_{1^\circ ELO}}{6} \quad (4.24)$$

Analogamente para a segunda mola que:

$$m_{10,\dots,15} = m_{3,\dots,8} \quad (4.25)$$

Calculadas e definida a distribuição das massas do sistema de 15 GDL, temos para as rigidezes que:

$$k_0 = k_{BALANCEIRO} \quad (4.26)$$

Devido a ponte de válvulas ser a ligação entre o balanceiro e as válvulas, sua rigidez foi transformada em duas rigidezes equivalentes $k_{1,9}$ pela associação de molas em paralelo simplesmente conforme:

$$k_{1,9} = \frac{k_{PONTE}}{2} \quad (4.27)$$

Para o cálculo das rigidezes entre as massas dos elos, basta verificar que cada elo está associado em série com os demais, como temos a rigidez da mola especificada em desenho, temos então pela associação em série dos elos que:

$$\frac{1}{k_{MOLA}} = \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} + \frac{1}{k_5} + \frac{1}{k_6} + \frac{1}{k_7} + \frac{1}{k_8} \quad (4.28)$$

Analogamente para a segunda mola que:

$$\frac{1}{k_{MOLA}} = \frac{1}{k_{10}} + \frac{1}{k_{11}} + \frac{1}{k_{12}} + \frac{1}{k_{13}} + \frac{1}{k_{14}} + \frac{1}{k_{15}} + \frac{1}{k_{16}} \quad (4.29)$$

Como as molas utilizadas são molas cilíndricas, de seção circular e passo constante, as rigidezes entre elos são iguais podendo então simplificar as equações 4.28 e 4.29 conforme:

$$\frac{1}{k_{MOLA}} = 7 \frac{1}{k_2} \quad (4.30)$$

E finalmente as rigidezes entre os elos úteis da mola definidos por:

$$k_{2,\dots,8,10,\dots,16} = 7 \cdot k_{MOLA} \quad (4.31)$$

Conhecidas as massas e rigidezes, e estimados os coeficientes de amortecimento do sistema da Figura 4.14, definimos então o diagrama de corpo livre do sistema conforme a seguir mostrado na Figura 4.15

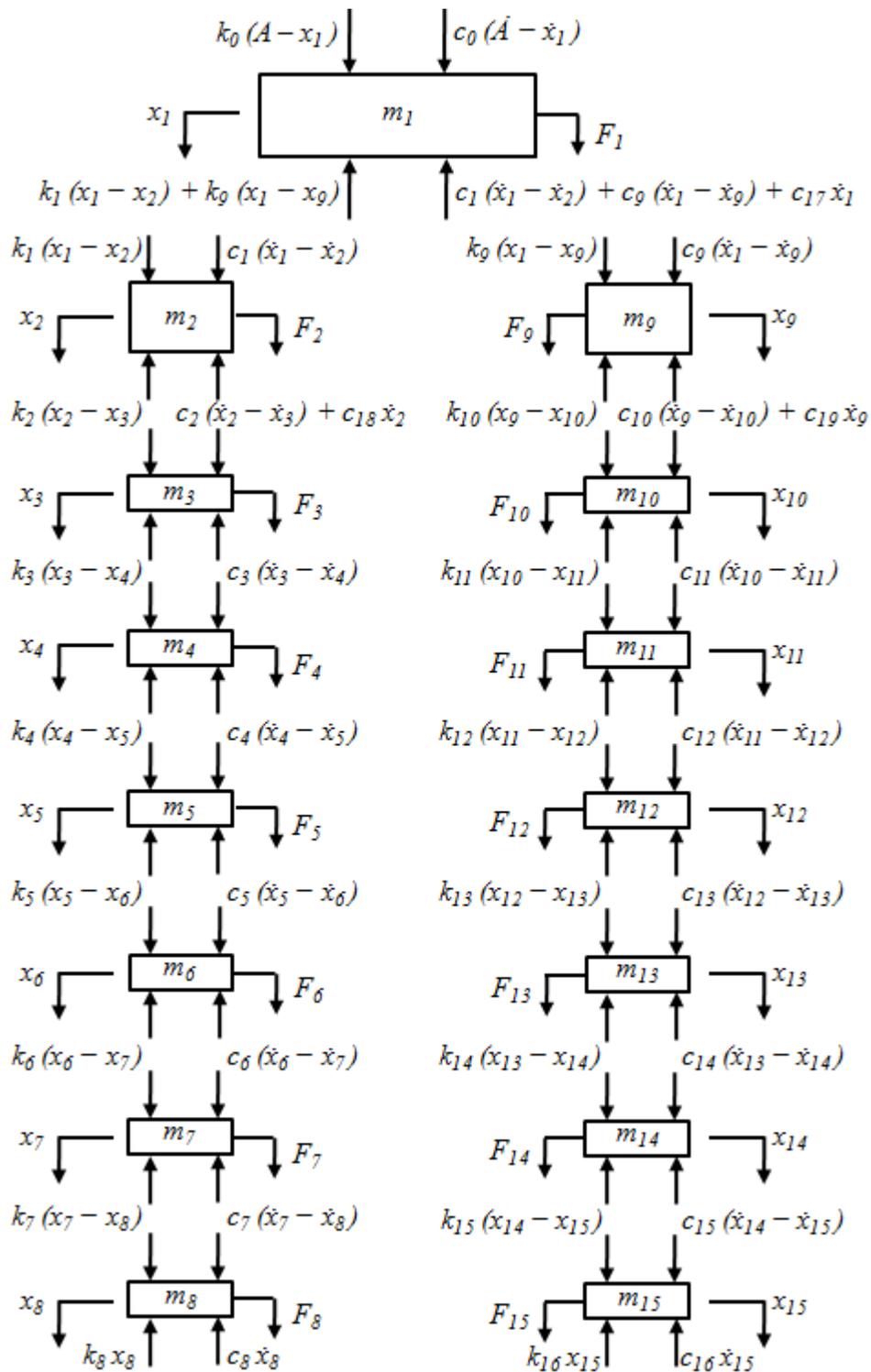


Figura 4.15: Diagrama de corpo livre para 15 GDL.

Aplicando a segunda lei de *Newton* ao diagrama de corpo livre da Figura 4.15 obtemos as equações do movimento para cada massa do diagrama. Rearranjando as equações do movimento de forma conveniente para a resolução, isolamos a direita da igualdade, as forças externas. Vale ressaltar que nesse modelo foram desprezadas as forças externas aplicadas as massas e por isso elas são iguais a zero. Para a primeira massa isolamos também à direita, a excitação proveniente do modelamento cinemático conforme:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_0 + c_1 + c_9 + c_{17}) \dot{x}_1 - c_1 \dot{x}_2 - c_9 \dot{x}_9 + (k_0 + k_1 + k_9) x_1 \dots \quad (4.32)$$

$$\dots - k_1 x_2 - k_9 x_9 = c_0 \dot{A} + k_0 A + F_1$$

Para a segunda massa temos:

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_1 \dot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_{18}) \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_3 - k_1 x_1 + (k_1 + k_2) x_2 - k_2 x_3 = F_2 \quad (4.33)$$

Para a terceira massa:

$$m_3 \ddot{x}_3 - c_2 \dot{x}_2 + (c_2 + c_3) \dot{x}_3 - c_3 \dot{x}_4 - k_2 x_2 + (k_2 + k_3) x_3 - k_3 x_4 = F_3 \quad (4.34)$$

Para a quarta massa:

$$m_4 \ddot{x}_4 - c_3 \dot{x}_3 + (c_3 + c_4) \dot{x}_4 - c_4 \dot{x}_5 - k_3 x_3 + (k_3 + k_4) x_4 - k_4 x_5 = F_4 \quad (4.35)$$

Para a quinta massa:

$$m_5 \ddot{x}_5 - c_4 \dot{x}_4 + (c_4 + c_5) \dot{x}_5 - c_5 \dot{x}_6 - k_4 x_4 + (k_4 + k_5) x_5 - k_5 x_6 = F_5 \quad (4.36)$$

Para a sexta massa:

$$m_6 \ddot{x}_6 - c_5 \dot{x}_5 + (c_5 + c_6) \dot{x}_6 - c_6 \dot{x}_7 - k_5 x_5 + (k_5 + k_6) x_6 - k_6 x_7 = F_6 \quad (4.37)$$

Para a sétima massa:

$$m_7 \ddot{x}_7 - c_6 \dot{x}_6 + (c_6 + c_7) \dot{x}_7 - c_7 \dot{x}_8 - k_6 x_6 + (k_6 + k_7) x_7 - k_7 x_8 = F_7 \quad (4.38)$$

Para a oitava massa:

$$m_8 \ddot{x}_8 - c_7 \dot{x}_7 + (c_7 + c_8) \dot{x}_8 - k_7 x_7 + (k_7 + k_8) x_8 = F_8 \quad (4.39)$$

Para a nona massa:

$$m_9 \ddot{x}_9 - c_9 \dot{x}_1 + (c_9 + c_{10} + c_{19}) \dot{x}_9 - c_{10} \dot{x}_{10} - k_9 x_1 + (k_9 + k_{10}) x_9 \dots \\ \dots - k_{10} x_{10} = F_9 \quad (4.40)$$

Para a décima massa:

$$m_{10} \ddot{x}_{10} - c_{10} \dot{x}_9 + (c_{10} + c_{11}) \dot{x}_{10} - c_{11} \dot{x}_{11} - k_{10} x_9 + (k_{10} + k_{11}) x_{10} \dots \\ \dots - k_{11} x_{11} = F_{10} \quad (4.41)$$

Para a décima primeira massa:

$$m_{11} \ddot{x}_{11} - c_{11} \dot{x}_{10} + (c_{11} + c_{12}) \dot{x}_{11} - c_{12} \dot{x}_{12} - k_{11} x_{10} + (k_{11} + k_{12}) x_{11} \dots \\ \dots - k_{12} x_{12} = F_{11} \quad (4.42)$$

Para a décima segunda massa:

$$m_{12} \ddot{x}_{12} - c_{12} \dot{x}_{11} + (c_{12} + c_{13}) \dot{x}_{12} - c_{13} \dot{x}_{13} - k_{12} x_{11} + (k_{12} + k_{13}) x_{12} \dots \\ \dots - k_{13} x_{13} = F_{12} \quad (4.43)$$

Para a décima terceira massa:

$$m_{13} \ddot{x}_{13} - c_{13} \dot{x}_{12} + (c_{13} + c_{14}) \dot{x}_{13} - c_{14} \dot{x}_{14} - k_{13} x_{12} + (k_{13} + k_{14}) x_{13} \dots \\ \dots - k_{14} x_{14} = F_{13} \quad (4.44)$$

Para a décima quarta massa:

$$m_{14} \ddot{x}_{14} - c_{14} \dot{x}_{13} + (c_{14} + c_{15}) \dot{x}_{14} - c_{15} \dot{x}_{15} - k_{14} x_{13} + (k_{14} + k_{15}) x_{14} \dots \\ \dots - k_{15} x_{15} = F_{14} \quad (4.45)$$

E finalmente para a décima quinta massa temos:

$$m_{15}\ddot{x}_{15} - c_{15}\dot{x}_{14} + (c_{15} + c_{16})\dot{x}_{15} - k_{15}x_{14} + (k_{15} + k_{16})x_{15} = F_{15} \quad (4.46)$$

Antes da solução pelo integrador *Newmark* são definidas as matrizes de massa, rigidez, amortecimento, força de excitação e condições iniciais. As matrizes de massa, rigidez e amortecimento são de dimensão quinze por quinze e somente a matriz de força é de quinze linhas por uma coluna. Para a matriz de massa temos a matriz diagonal conforme:

$$[M_{15GDL}] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & m_{13} & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & m_{14} & 0 \\ \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{15} \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

Como as forças externas de $F_{1,\dots,15}$ são inexistentes, ou seja, iguais a zero, resta somente a força proveniente do came a massa m_1 conforme:

$$[F_{15GDL}] = \begin{bmatrix} c_0\dot{A} + k_0A \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

Antes de partir para a solução do modelo de 15 GDL verificou-se a equivalência da mola de válvula com a simulada através do método de elementos finitos. A comparação foi feita através da análise dos dez primeiros modos de vibrar não amortecidos da mola do modelo em elementos finitos, com a mola usada no modelo de 15 GDL. Novamente, o programa utilizado para o cálculo de elementos finitos foi o CATIA V5 utilizando as características do material com coeficiente de *Poisson* $\nu_{AÇO} = 0.27$, módulo de elasticidade $E_{AÇO} = 205$ [GPa] e malha com elementos tetraédricos parabólicos de 1 [mm]. Para fazer o comparativo foi construído um modelo de 6 GDL conforme a Figura 4.17 e utilizado o programa MATLAB para a determinação das frequências e modos próprios da mola.

O cálculo dos modos próprios de vibrar através do método de elementos finitos (MEF) foi feito com a mola comprimida na abertura máxima da válvula e com a mola comprimida em sua pré-carga conforme a Figura 4.16. As restrições fixas foram aplicadas nas duas faces planificadas da mola conforme mostrado na Figura 4.16 com o nome de apoios fixos. O objetivo foi verificar a diferença nos modos de vibrar nas duas condições, pois a mola em seu funcionamento adquire infinitas geometrias dentre esses dois extremos. As molas modeladas em CAD possuem o mesmo comprimento de arame e massa em ambas as condições.

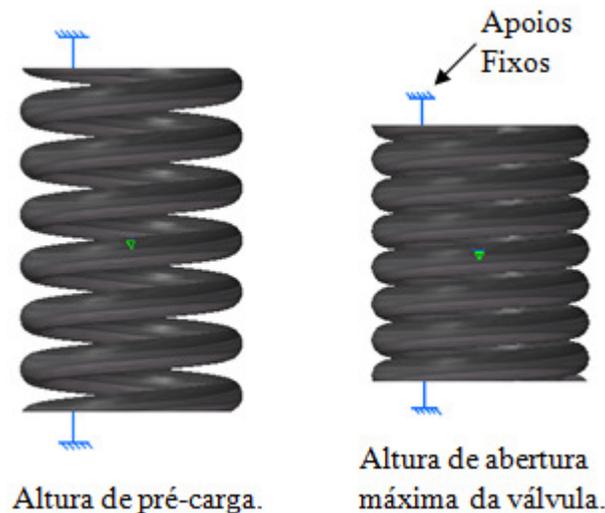


Figura 4.16: Mola de válvulas com altura de pré-carga e com altura mínima de trabalho.

Na Figura 4.17 estão mostrados o diagrama de corpo livre da mola e as forças externas atuantes e iguais a zero.

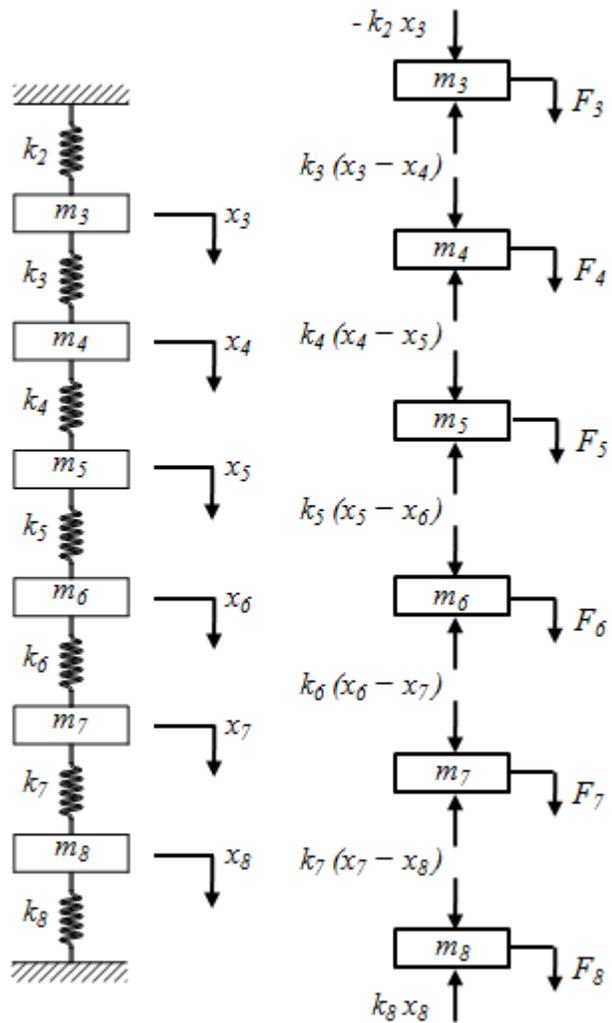


Figura 4.17: Modelo da mola e diagrama de corpo livre para 6 GDL.

Definido o diagrama de corpo livre e como feito anteriormente obtemos a matriz de massa conforme:

$$[M_{6GDL}] = \begin{bmatrix} m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_8 \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

Para a matriz de rigidez temos:

$$[K_{6GDL}] = \begin{bmatrix} k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_5 & k_5 + k_6 & -k_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_6 & k_6 + k_7 & -k_7 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_7 & k_7 + k_8 \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

Com as matrizes de massa e rigidez definidas, obtemos os modos de vibrar da mola através do MATLAB. Na Tabela 4.2, na primeira coluna, estão as frequências naturais da mola calculadas no MATLAB. Na segunda coluna estão as frequências calculadas pelo MEF para a mola comprimida na pré-carga e na terceira coluna estão as frequências calculadas pelo MEF para a altura mínima em trabalho. Na Tabela 4.2 apenas as frequências grifadas são predominantemente na direção axial da mola. As outras frequências encontradas pelo MEF são de flexão e torção. As três linhas onde estão as frequências grifadas correspondem ao mesmo modo de vibrar nas três análises.

Tabela 4.2: Frequências dos modos de vibrar da mola de válvulas pelo MEF e no MATLAB.

| Frequências dos modos próprios da mola de válvulas [Hz] | | |
|---|---|--|
| Calculado no MATLAB | Elementos finitos com mola comprimida na máxima abertura da válvula | Elementos finitos com mola comprimida na pré-carga |
| 444 | 454 | 463 |
| | 499 | 514 |
| | 619 | 584 |
| | 625 | 591 |
| | 868 | |
| 865 | 893 | 906 |
| | 910 | 992 |
| | 986 | 997 |
| | | 1004 |
| 1243 | 1240 | 1296 |
| | 1327 | 1401 |

Verifica-se de acordo com a Tabela 4.2 que os modos de mesma direção axial da mola possuem frequências próximas sugerindo uma boa correlação. A influência dos modos de flexão e torção da mola só poderá ser verificada em medições e visualizações feitas no motor.

O comportamento modal da mola é complexo de ser analisado devido à incerteza das condições de contorno. A mola no motor real não é rigidamente fixada em suas extremidades e a válvula e seu prato giram em trabalho. Porém, a aproximação para apoios fixos é a mais próxima da real. As molas modeladas também possuem hipóteses simplificadoras. Quando a mola é comprimida, ela se desenrola em torno de seu eixo aumentando seu diâmetro. Essas características são difíceis de serem reproduzidas em CAD. O fato é que dos dez primeiros modos da mola, somente três axiais estão considerados na análise do modelo construído com 15 GDL. Na Figura 4.18 estão mostrados três dos vários modos diferentes de vibrar da mola. O modo de torção em seu próprio eixo não foi mostrado por ser difícil de ser visualizado em figuras.

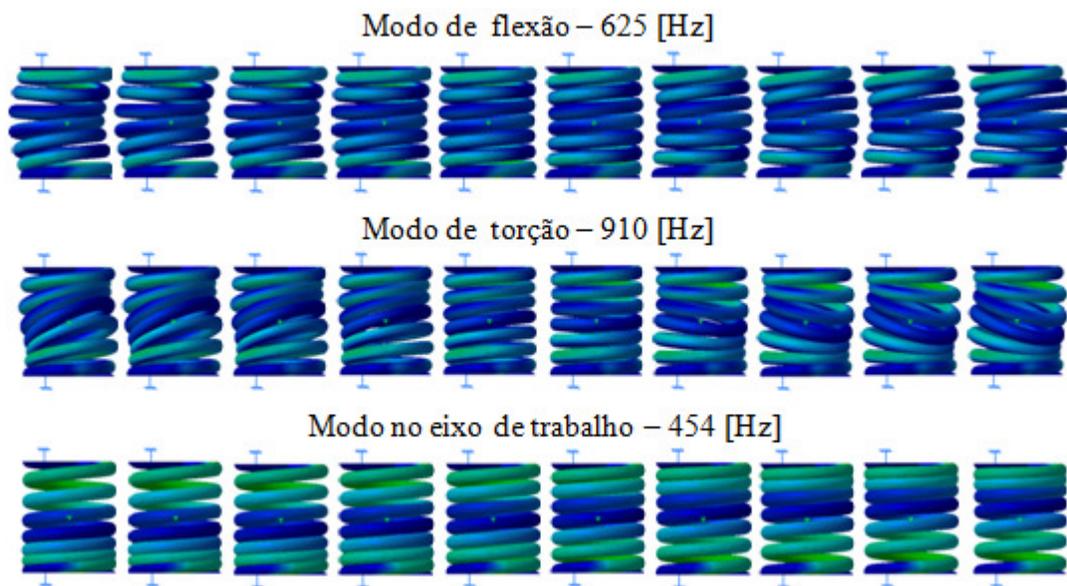


Figura 4.18: Modos próprios da mola e frequências.

Finalizada a análise modal da mola, definidas as matrizes do modelo de 15 GDL e dadas as condições iniciais de deslocamento e velocidade iguais a zero, calculamos então, através da utilização do integrador Newmark, o comportamento de todas as massas do mecanismo, em

especial as massas m_2 e m_9 . Essas massas são basicamente correspondentes às válvulas e seu deslocamento, velocidade e aceleração são mostrados nos gráficos da Figura 4.19 para a marcha lenta do motor de 1000 [rpm].

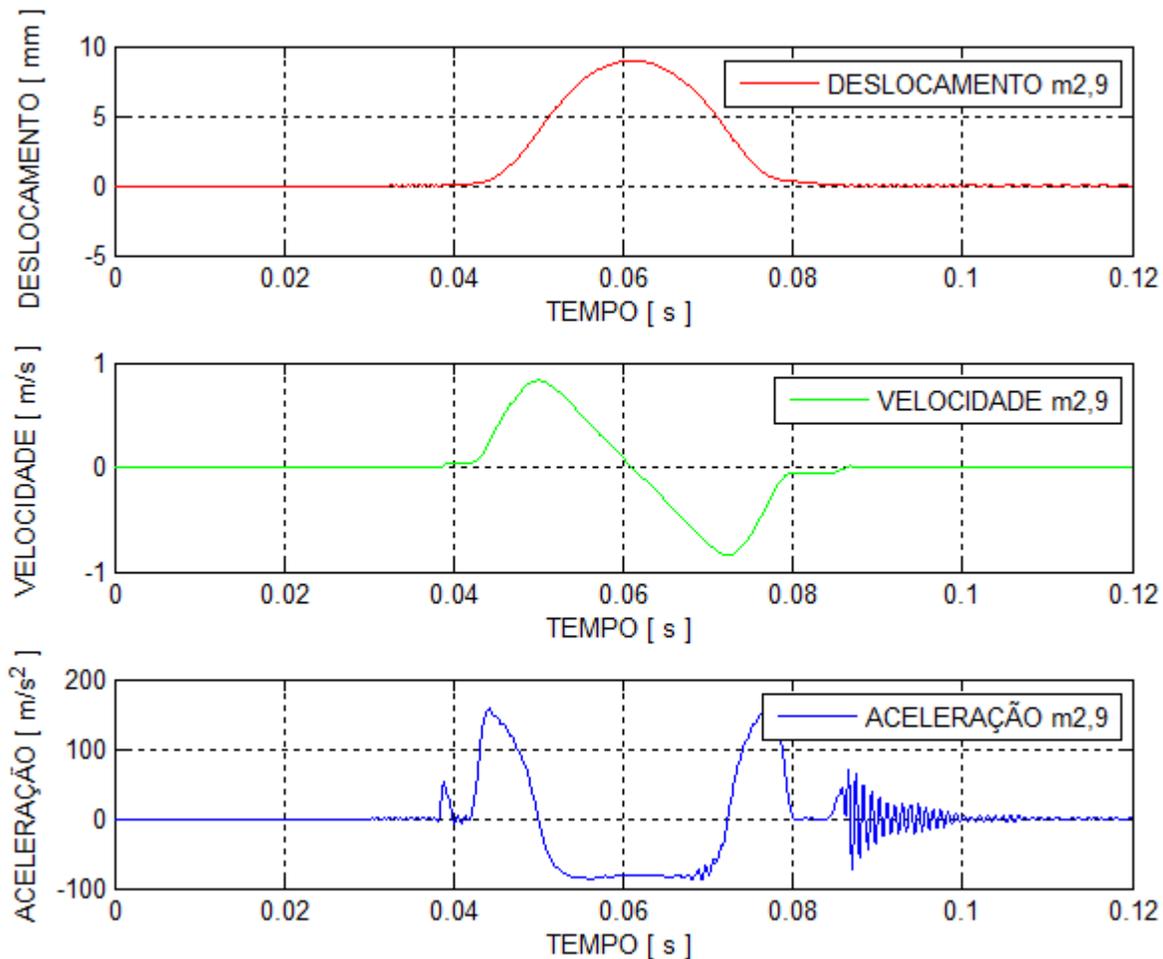


Figura 4.19: Abertura, velocidade e aceleração das massas $m_{2,9}$ para 1000 [rpm] do motor.

Assim como no modelo de 1 GDL, para rotação de marcha lenta de 1000 [rpm], observa-se um comportamento similar ao cinemático. Para a rotação máxima do motor de 4500 [rpm] e conforme observado na Figura 4.20, a inércia e as elasticidades do balancim e da ponte de válvulas influenciam significativamente nas mesmas curvas, principalmente notado na curva de aceleração. O aumento da aceleração e sua variação no tempo alteram significativamente os esforços em todo o mecanismo de acionamento de válvulas.

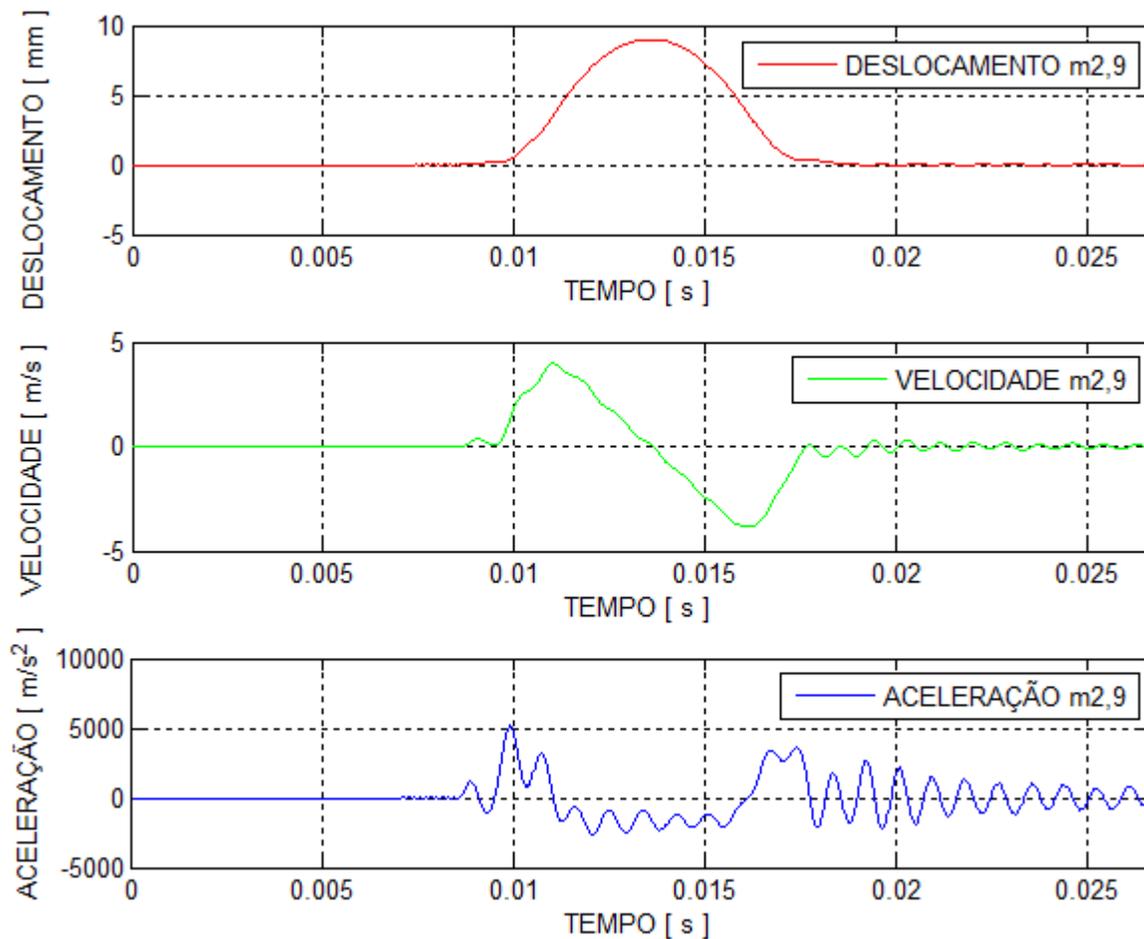


Figura 4.20: Abertura, velocidade e aceleração das massas $m_{2,9}$ para 4500 [rpm] do motor.

No modelo de 15 GDL já é possível observar mais detalhes do trem de válvulas estudado. Como a mola agora é detalhadamente descrita pelas massas dos elos e sua relação entre a massa e rigidez é baixa, já é possível notar o comportamento vibratório dos elos mesmo para baixas rotações. Na Figura 4.21 foi completada a Figura 4.20 com as massas dos elos, com o intuito de observar o comportamento dos elos. Fica notório o comportamento vibratório dos elos da mola mesmo para baixas rotações como facilmente observado nas curvas de velocidade e aceleração. Esse comportamento altera principalmente em altas rotações a carga que a mola oferece a válvula do motor e também sua pré-carga. Isso ocorre devido ao fato dos elos continuarem vibrando mesmo após o fechamento da válvula. A vibração dos elos pode se manter até o início da próxima abertura permanecendo assim durante todo funcionamento do motor.

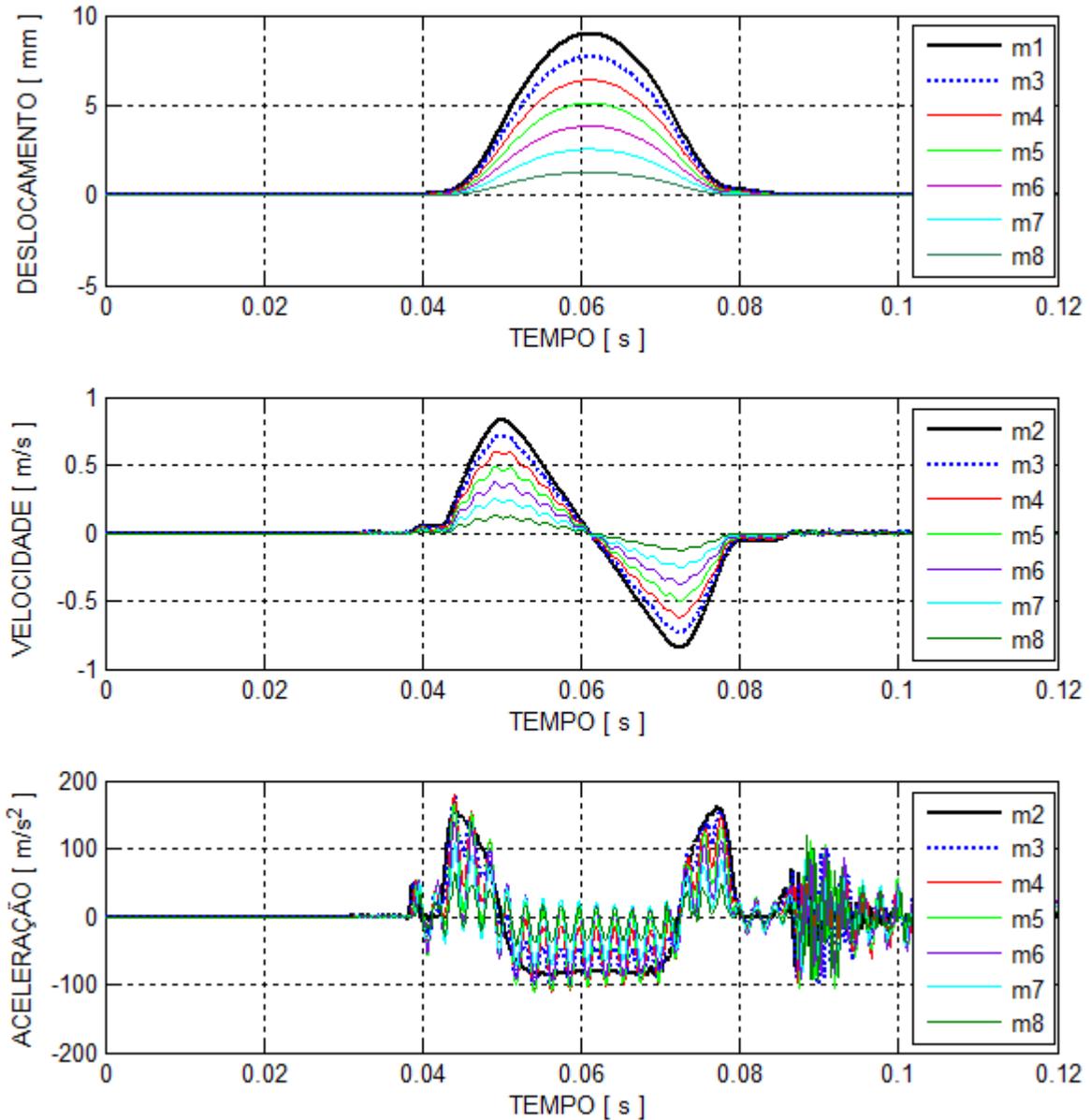


Figura 4.21: Abertura, velocidade e aceleração das massas $m_{2,3,4,5,6,7,8}$ para 1000 [rpm] do motor.

Na rotação de marcha lenta à 1000 [rpm] do motor os elos parecem não vibrar quando observadas as suas curvas de abertura, porém como observado em suas curvas de velocidade e aceleração isso não é verdade. Já para a máxima rotação do motor a 4500 [rpm], é possível notar facilmente a vibração dos elos até mesmo nas curvas de deslocamento, conforme mostrado na Figura 4.22. Essa vibração causa a variação da carga da mola.

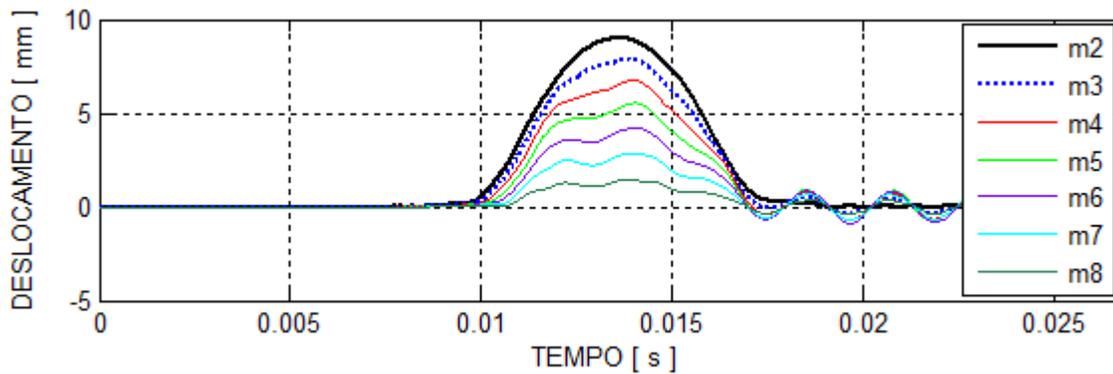


Figura 4.22: Aceleração das massas $m_{2,3,4,5,6,7,8}$ para 4500 [rpm] do motor.

Na figura 4.23 observa-se a variação de carga que a mola oferece à válvula nos momentos de oposição de fase da aceleração, como mostrado na região próxima à 0.015 segundos. Lembrando que a massa m_2 corresponde basicamente à válvula e a massa m_3 corresponde ao último elo útil da mola, próximo ao prato da mola. As curvas da Figura 4.23 estão mostradas a 4500 [rpm] para facilitar a visualização da variação de fase da aceleração.

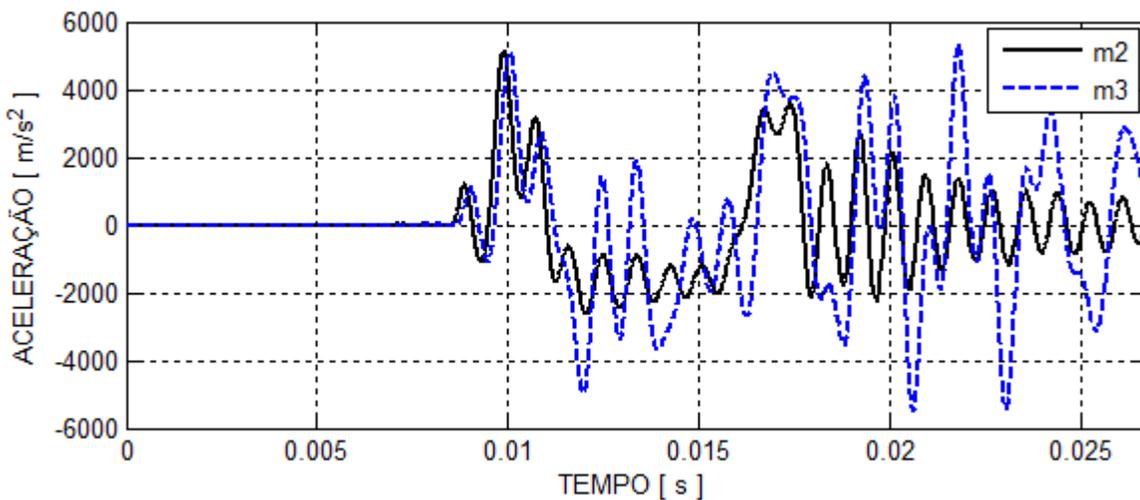


Figura 4.23: Aceleração das massas $m_{2,3}$ para 4500 [rpm] do motor.

Na figura 4.24 podemos observar a variação de carga da mola para a rotação de marcha lenta e para a máxima do motor. Observamos que devido à inércia e ao efeito vibratório dos elos em alta rotação, a carga da mola varia substancialmente em mais de 100 [N] durante o evento de abertura da válvula.

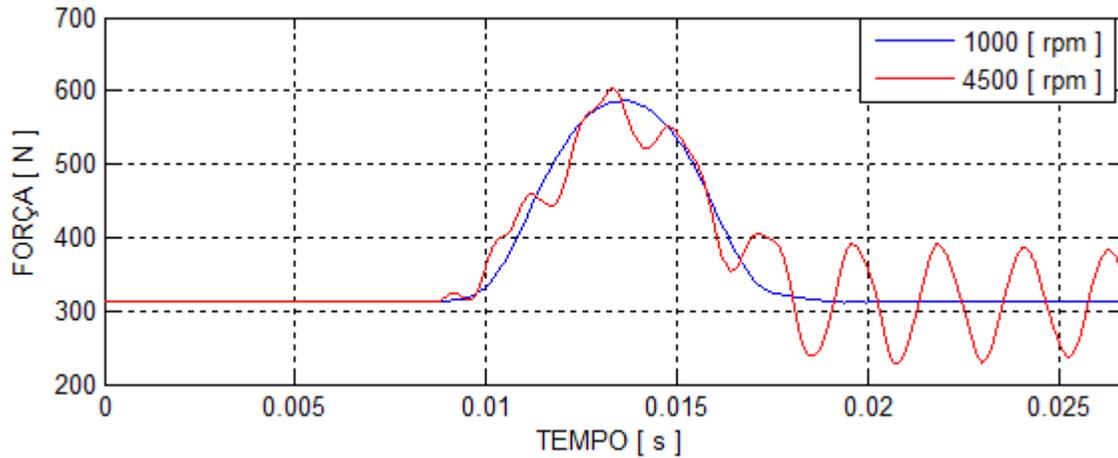


Figura 4.24: Carga da mola para 1000 e 4500 [rpm] do motor.

Assim como feito no modelo de 1GDL, voltamos a analisar a perda de contato no mecanismo. Mecanismos com múltiplos graus de liberdade possibilitam um entendimento melhor do sistema. Antes de traçarmos as curvas das forças de contato, vamos definir a força de contato entre came e balanceiro, como sendo a força F_{A1} entre a base de deslocamento A e a massa m_1 conforme:

$$F_{A1} = k_0(A - x_1) + c_0(\dot{A} - \dot{x}_1) \quad (4.53)$$

Definimos a força de contato F_{12} entre a ponte de válvulas e a válvula, como sendo a força entre as massas m_1 e m_2 conforme:

$$F_{12} = k_1(x_1 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (4.54)$$

Definimos também a força de contato F_{23} entre o prato da válvula e a mola, como sendo a força entre as massas m_2 e m_3 conforme:

$$F_{23} = k_2(x_2 - x_3) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \quad (4.55)$$

Definidas as forças de contato a serem estudadas e para analisar uma possível perda de carga do mecanismo, na Figura 4.25 estão mostradas as forças de contato para a máxima rotação do motor, onde é maior a probabilidade de perda de contato. A linha tracejada representa a pré-

carga estática para uma mola, enquanto a contínua e mais espessa, para duas molas de válvulas. O contato entre came e balanceiro está sujeito a pré-carga de duas molas enquanto os contatos entre a mola e prato da válvula e, entre válvula e ponte, estão sujeitos a apenas uma pré-carga de mola. Nota-se então, conforme a Figura 4.25, que a força F_{A1} é sempre maior que a pré-carga de duas molas e as forças F_{12} e F_{23} são sempre maiores que a pré-carga de uma mola, sugerindo novamente então, não haver perda de contato no mecanismo mesmo em alta rotação. Nota-se novamente, assim como no modelo de 1GDL, que durante o evento principal de deslocamento, F_{A1} aproxima-se mais da linha de pré-carga para duas molas, do que F_{12} e F_{23} da linha de pré-carga para uma mola. Isso significa que existe uma maior tendência de ocorrer a perda de contato no contato entre balanceiro e came. Conforme já mencionado para 1GDL, na região da rampa de fechamento, as duas curvas de F_{A1} e F_{12} se aproximam de suas curvas de pré-carga, isso mostra a tendência de perda de contato no momento do fechamento da válvula, caso o motor seja sujeito a rotações acima do máximo especificado.

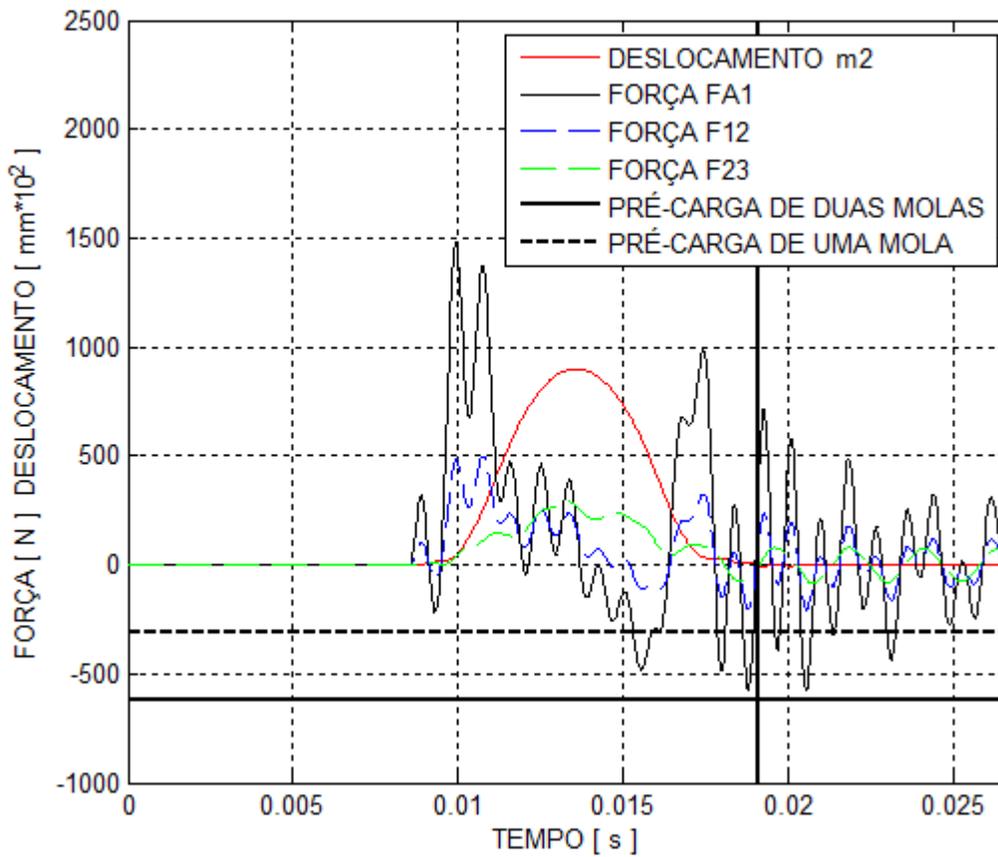


Figura 4.25: Forças de contato F_{A1} , F_{12} e F_{23} para 4500 [rpm] do motor.

Na Figura 4.25 observa-se novamente a linha vertical próxima do final do evento de deslocamento da massa m_2 , essa linha significa o final do período válido para análise. À direita dessa linha, a válvula deveria estar fechada, sem movimento e em contato com sua sede. O modelo de 15 GDL estudado não contempla o contato da válvula com a sede de válvulas.

Analisando o movimento da massa m_2 ainda podemos estimar a velocidade de fechamento da válvula através da análise conjunta de suas curvas de velocidade e deslocamento conforme a Figura 4.26. Imaginando que quando a curva de deslocamento da massa m_2 possui zero deslocamento, a válvula estaria entrando em contato com sua sede. Podemos então, verificar a velocidade nesse instante, calculando assim, o valor da velocidade de fechamento da válvula.

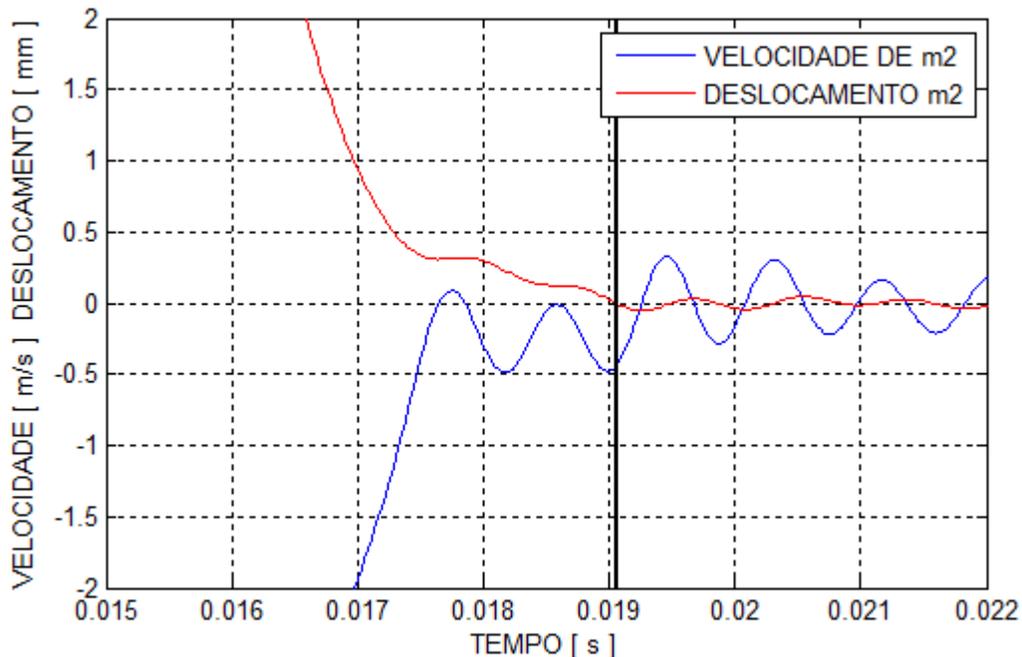


Figura 4.26: Deslocamento e velocidade no fechamento da válvula à 4500 [rpm] do motor.

Na Figura 4.26 verifica-se que a velocidade de fechamento da válvula é inferior a 0.5 [m/s] e conforme já comentado, segundo Wang (2007), um valor de referência máximo para a velocidade de fechamento é de aproximadamente 0.75 [m/s]. A velocidade de fechamento da válvula deve ser verificada para todas as rotações do motor devido ao seu valor máximo poder ocorrer até mesmo antes da rotação máxima do motor.

4.4 Simulação de Nova Curva de Abertura Utilizando o Modelo de 15 GDL

O trem de válvulas estudado nesse trabalho é aplicado em mais de um veículo. Em uma de suas aplicações e devido a critérios que fogem do escopo desse trabalho, sua rotação máxima atinge 3800 [rpm], ao invés das 4500 [rpm] estudadas até o momento. Com base nessa informação podemos perceber conforme a Figura 4.27 que na rotação de 3800 [rpm] os esforços no mecanismo são bem menores. Isso mostra a possibilidade de criação de uma curva de abertura de válvulas com maior área normalizada apenas para essa aplicação.

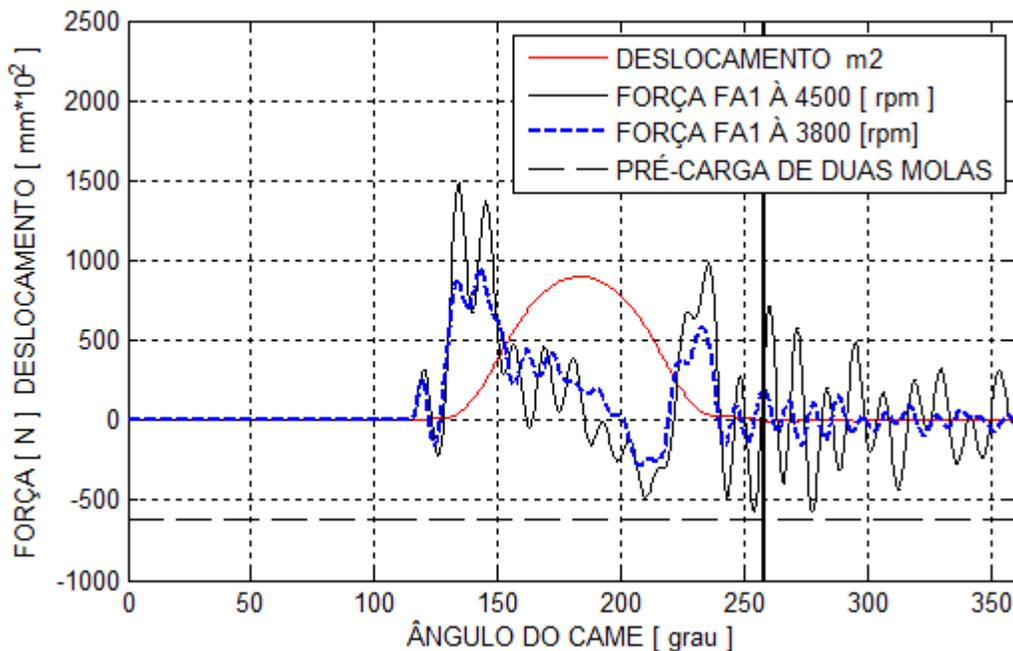


Figura 4.27: Forças de contato à 3800 e 4500 [rpm] do motor.

Uma curva com maior área normalizada possui menor coeficiente de descarga, permitindo maior facilidade na entrada de ar ou na saída de gases da câmara de combustão. Baseado nisso foi construída uma curva de abertura teórica com maior área normalizada. A área abaixo da curva foi aumentada até que os carregamentos a 3800 [rpm] da nova curva, ficassem em seu pior caso, iguais aos da curva original à 4500 [rpm].

Para a construção da curva teórica com maior área normalizada, multiplicou-se a curva original por uma função que não alterasse nem as rampas de abertura e fechamento e nem a abertura máxima. A função parametrizada e multiplicadora encontra-se mostrada na Figura 4.28.

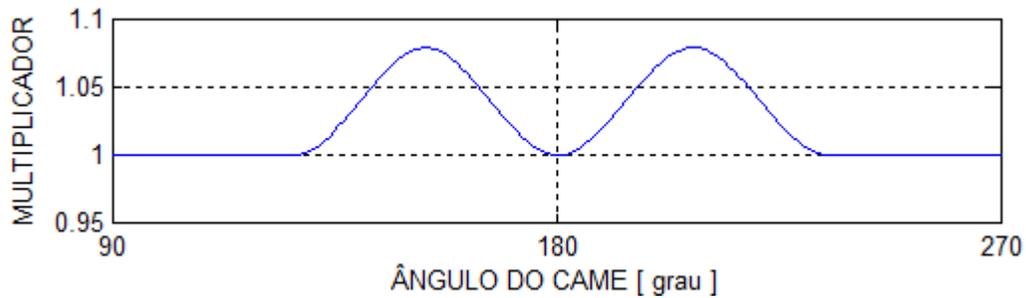


Figura 4.28: Função multiplicadora do came.

A função multiplicadora foi parametrizada de forma que ela pudesse ser alterada facilmente, e assim várias curvas de abertura foram criadas e analisadas dinamicamente. A função da Figura 4.28, foi a que multiplicada pela abertura original, apresentou o mesmo nível de carregamento no mecanismo a 3800 [rpm], quando comparado com a abertura original à 4500 [rpm]. Na figura 4.29, estão as curvas de abertura atual e a nova abertura criada. A nova curva poderia ser aplicada até uma rotação máxima de 3800 [rpm].

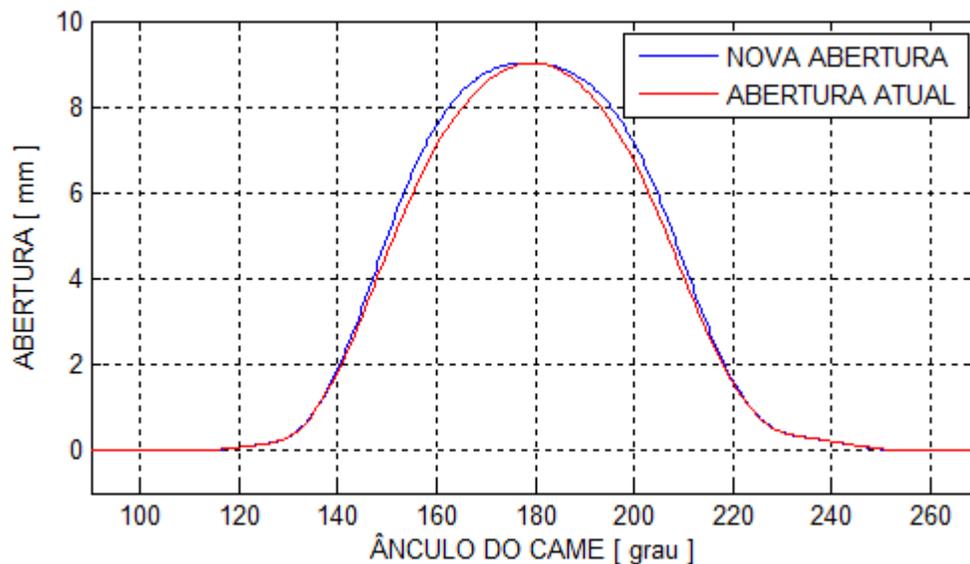


Figura 4.29: Nova curva de abertura e abertura original.

Na Figura 4.30 observamos que o carregamento criado pela nova curva à 3800 [rpm] poderia ser menor que o da curva original a 4500 [rpm], mesmo com o aumento de área.

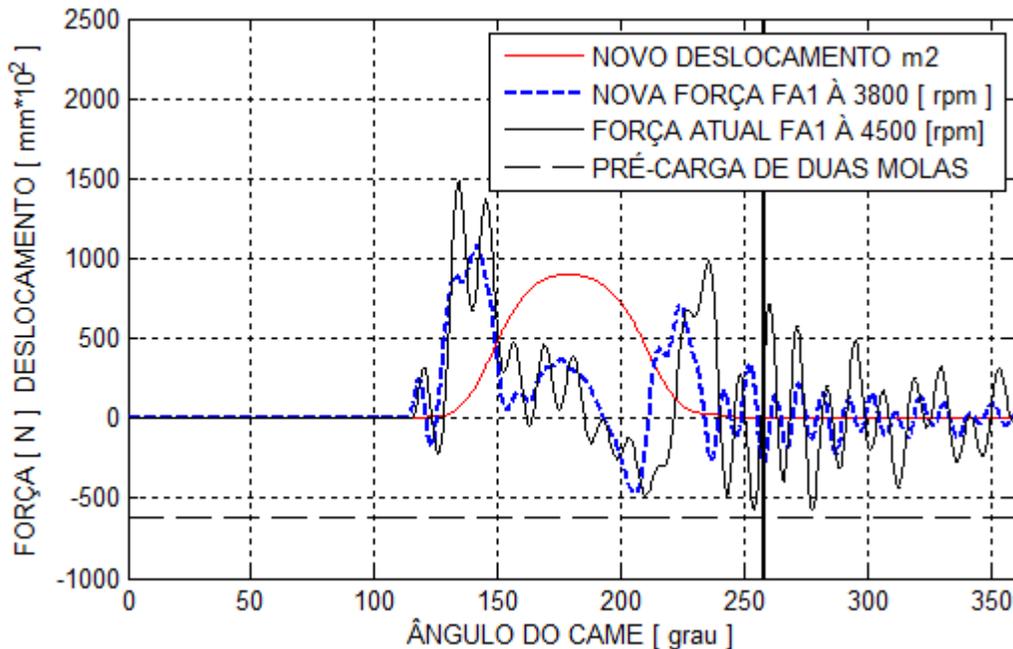


Figura 4.30: Curva de abertura atual e Função multiplicadora do came.

Essa é uma análise de potencial indicando um caminho que pode ser seguido. Mais análises e um projeto criterioso da curva do came devem ser feitos para viabilizar essa alteração.

A nova curva de abertura criada teve um aumento de 4% em sua área normalizada (área abaixo da curva). O benefício que esse aumento de área pode ou não trazer ao motor, não é objetivo desse trabalho.

4.5 Simulação da Redução da Pré-Carga da Mola em Trabalho

Por experiência em medições feitas na MWM, é sabido que em alguns mecanismos de acionamento de válvulas os maiores carregamentos e maiores reduções de pré-carga de mola em trabalho podem ocorrer antes mesmo da rotação máxima do motor. Em algumas aplicações onde

se instalam o freio motor de escapamento ou turbocompressores, podem ocorrer demasiadas restrições nos condutos de escapamento e aumento da contrapressão. Um aumento de contrapressão superior à resistência da pré-carga mínima da mola da válvula de escapamento pode ocasionar o descolamento da válvula de sua sede e posterior colisão com o êmbolo ou até mesmo quebra por fadiga. A redução da pré-carga da mola ocorre quando a válvula esta fechada e é causada pela vibração dos elos da mola.

Baseando-se nesse conhecimento simulou-se de forma simplificada e com o modelo de 15 GDL a redução da pré-carga da mola de escapamento em funcionamento, desde 1000 [rpm] até 5000 [rpm]. A análise foi executada de uma em uma rpm e com dez voltas completas do came em cada rotação. Como o interesse dessa análise era somente conhecer o comportamento da mola, mais uma simplificação foi introduzida no modelo para que ele pudesse simular várias rotações consecutivas do came e conseqüentemente a influência da vibração dos elos nas voltas posteriores. Devido ao modelo não contemplar o contato da válvula com sua sede de válvulas e, portanto, a válvula não se fechar permanecendo então em um comportamento vibratório, sua massa, a do balanceiro e a da ponte foram reduzidas a próximo de zero e as rigidezes do balanceiro e ponte ampliadas. Dessa forma a válvula fecha-se de forma quase que cinemática, viabilizando assim, um estudo qualitativo da redução da pré-carga da mola devido ao efeito vibratório de seus elos. A quantidade de dez voltas foi escolhida, devido ao comportamento vibratório dos elos fora do evento de abertura da válvula, parecer estar estabilizado antes da décima volta, conforme mostra a figura 4.31.

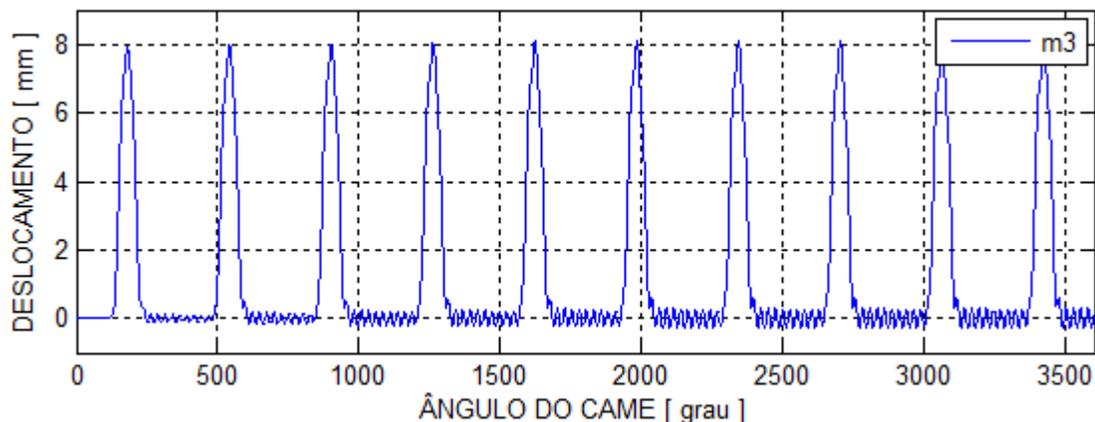


Figura 4.31: Deslocamento do primeiro elo útil da mola (m3) à 4500 [rpm] do motor.

Na Figura 4.32 estão traçadas as curvas de máxima, nominal e mínima e pré-carga da mola de válvulas nas rotações de 1000 [rpm] à 5000 [rpm] do motor. Quinhentas rotações por minuto a mais que a máxima do motor, para uma melhor visualização das curvas e do fenômeno de redução da pré-carga da mola.

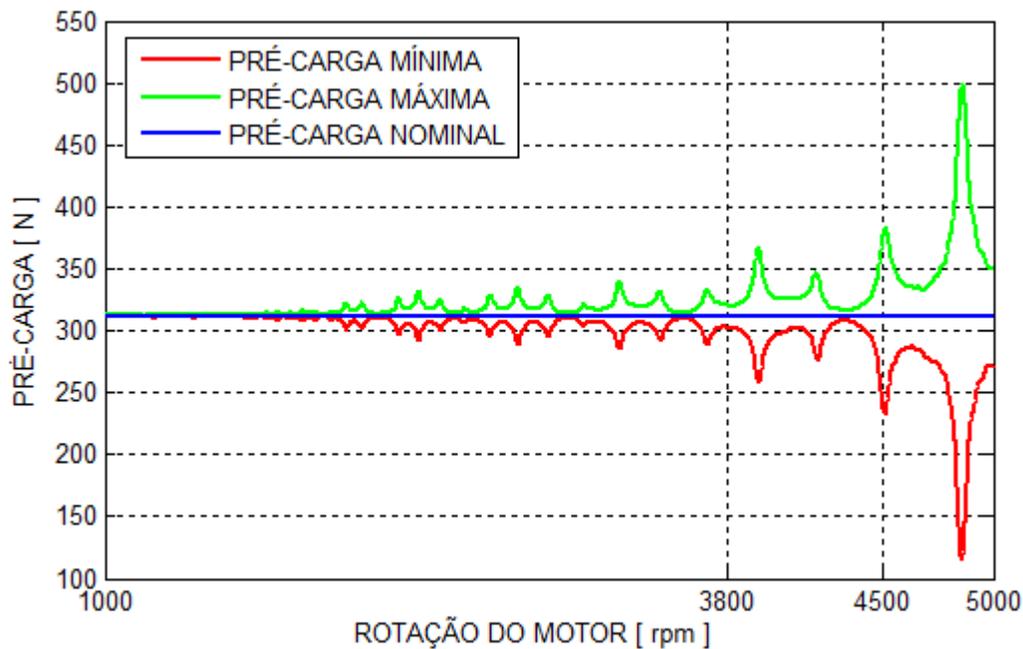


Figura 4.32: Variação da pré-carga da mola de 1000 [rpm] até 5000 [rpm].

Essa análise é qualitativa devido à aproximação do movimento da válvula para um movimento cinemático, mas ela comprova o que acontece na prática com a pré-carga da mola em altas rotações. A pré-carga da mola é fortemente reduzida na região próxima à rotação máxima do motor de 4500 [rpm]. Além dessa constatação essa análise sugere que o trem de válvulas seja sempre analisado em todo o seu campo de rotação, para evitar que resultados sejam calculados na região próxima a um máximo local da curva mínima de pré-carga, como acontece à 3800 [rpm].

Na região próxima a 4850 [RPM] a pré-carga da mola reduz a aproximadamente 120 [N], que provavelmente resultaria em colapso do sistema através da perda de contato dos componentes e perda de sincronismo no acionamento da válvula de escapamento.

5 RESULTADOS E COMPARATIVOS

5.1 Diagrama de Abertura de Válvulas do Modelamento Cinemático

O modelamento cinemático realizado apresentou um resultado preciso no deslocamento das válvulas. Um mínimo que se espera nessa modelagem é atingir um resultado real e com erro inferior as próprias tolerâncias de usinagem e montagem do mecanismo. A precisão do modelo apresentado é inferior à milésimos de milímetro nos pontos fornecidos pelo desenho do came, enquanto as tolerâncias de usinagem somadas, são da ordem de décimos de milímetro e de centésimos apenas para a usinagem do came. A *Spline Cúbica* que representa o came contém rigorosamente em seu domínio, todos os pontos fornecidos pelo desenho. Nas regiões fora dos pontos fornecidos pelo desenho não é possível calcular um desvio, pois eles não existem antes da interpolação. Somente passam a existir no modelamento feito pela *Spline* e na peça física pelo algoritmo do programa de usinagem, ou pelo método de confecção do modelo padrão copiador de usinagem. Na Figura 5.1 está o diagrama de abertura de válvulas do mecanismo estudado. Ele foi construído através do módulo cinemático de um programa de CAD na MWM.

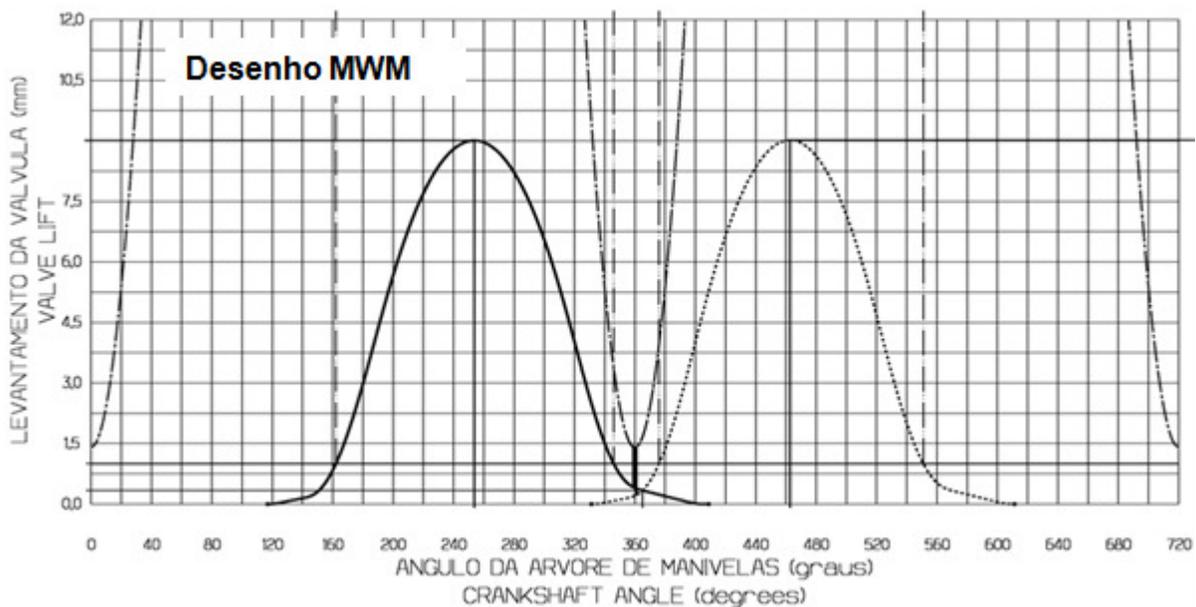


Figura 5.1: Diagrama de abertura de válvulas da MWM construído por programa comercial.

O diagrama da Figura 5.1 é referência para estudos, medições e liberado internamente na empresa. Ele será comparado com o diagrama produzido pelo modelo cinemático desse trabalho por sobreposição na Figura 5.2. O desenho do diagrama da Figura 5.1 foi simplificado por motivos industriais. No desenho original construído no programa CATIA V4 através de seu módulo cinemático, constam dados como as mínimas distâncias entre pistão e válvulas, tempos de abertura e fechamento e outros. Todos esses dados foram também calculados pelo modelo desenvolvido nesse trabalho conforme já descrito nos capítulos anteriores. Na Figura 5.2 evidencia-se a correlação entre o desenho MWM e o diagrama produzido pelo modelo cinemático através da sobreposição de ambos.

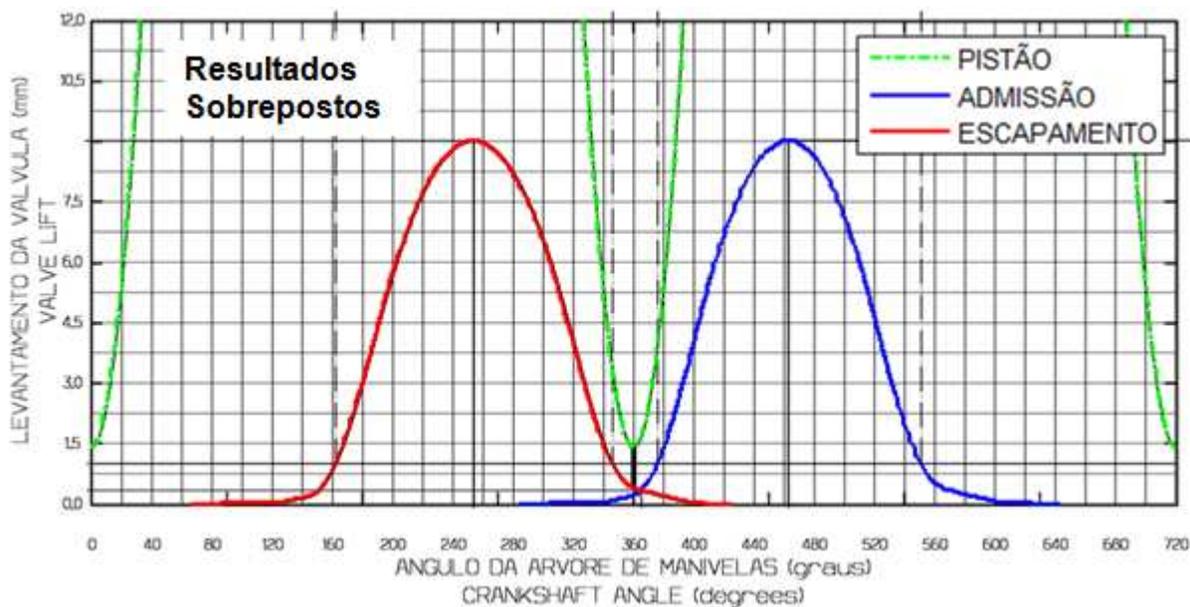


Figura 5.2: Sobreposição do diagrama MWM e do modelamento cinemático desse trabalho.

O resultado da sobreposição das curvas de abertura de válvulas foi a obtenção de curvas coincidentes, como esperado. O modelo cinemático proposto por esse trabalho pode ser construído em linguagens de programação bem menos onerosas, do que os módulos de programas de CAD disponíveis no mercado. Mostrando então ser uma solução viável e de baixo custo relativo.

5.2 Curvas de Velocidade e Aceleração do Modelamento Cinemático

Para o comparativo das acelerações e velocidades das válvulas, primeiramente o mecanismo foi modelado em um programa comercial. O programa utilizado foi o VT-DESIGN versão 7.0, esse programa é um dos módulos da família de programas do GT SUITE da empresa *Gamma Technologies*. Essa empresa é especializada em programas de CAE para motores e veículos. A metodologia de modelamento do trem de válvulas é simples e rápida, apenas preenchendo dados dimensionais do mecanismo e do perfil do came grau à grau. Os dados de entrada foram os mesmos utilizados no modelamento cinemático desse trabalho. O objetivo foi comparar as curvas desse trabalho com as obtidas pelo programa comercial. Na Figura 5.3 mostra-se que em ambos os cálculos os valores de aceleração são os mesmos, evidenciando-se a confiabilidade dos dois cálculos.

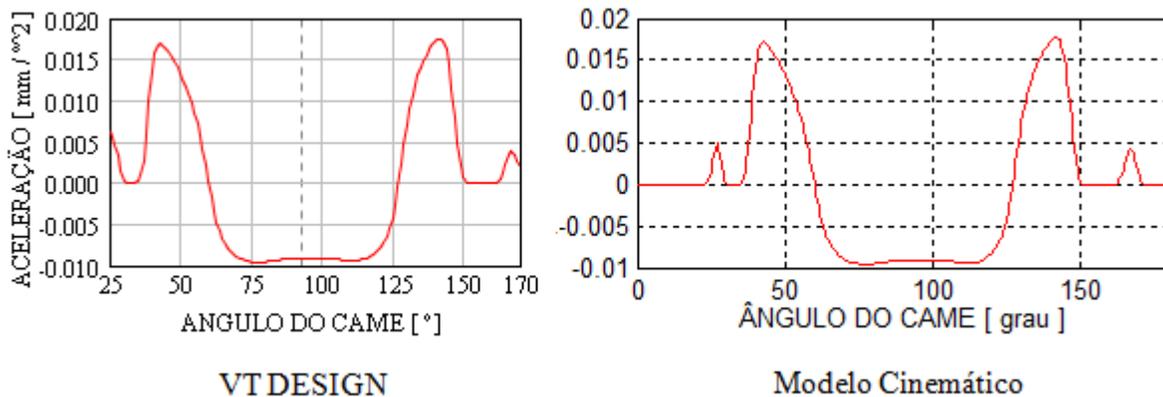


Figura 5.3: Comparativo das curvas de aceleração da válvula de escapamento entre os modelos.

Mais uma vez fica claro que a *Spline Cúbica* é de excelente aplicabilidade para o cálculo cinemático do trem de válvulas. Durante o desenvolvimento da utilização da *Spline Cúbica* para representar o perfil do came desse trabalho, foram testadas *Splines* de maior grau de polinômio e verificadas suas viabilidades.

Conforme escrito no Capítulo 3, a interpolação de pontos por curvas pode resultar em um processo desastroso. A utilização de graus de polinômios altos pode acarretar, dependendo da dispersão dos pontos, curvaturas demasiadas, inflexões inexistentes, gerando um comportamento

ruidoso nas derivadas das curvas. Nesse trabalho foram testadas *Splines* de quarto grau, quinto, sexto e outros. O teste foi executado através do algoritmo interno do MATLAB com o intuito de verificar a aplicabilidade das curvas de grau maior e possíveis benefícios. Porém, o resultado nos valores de deslocamento, velocidade e aceleração foram os mesmos que utilizando a *Spline Cúbica* durante o evento principal de abertura. Contudo, foi somado um comportamento ruidoso nas entradas e saídas das curvas de deslocamento, velocidade e aceleração, sendo o ruído ampliado e mais evidenciado conforme executadas as derivadas das curvas. Ou seja, no problema estudado e conforme esperado, a *Spline Cúbica* foi a curva de melhor desempenho dentro do objetivo da análise.

Conforme escrito no Capítulo 2, na simulação cinemática são observadas as curvas de aceleração da válvula, seus valores máximos e sua taxa de variação, conhecida como *Jerk*. Valores elevados de aceleração e variações abruptas já indicam no modelo cinemático a necessidade de melhoria da curva de abertura.

Como nesse trabalho foi utilizada a *Spline Cúbica* é de suspeitar que não pudesse ser extraída a terceira derivada da curva, ou seja, o *Jerk*, porém, calculando a variação dos valores de aceleração entre dois pontos de integração subsequentes, podemos ter o valor do *Jerk* no intervalo de integração. Traçando essa curva foi obtido um resultado satisfatório de correlação conforme mostrado na Figura 5.4.

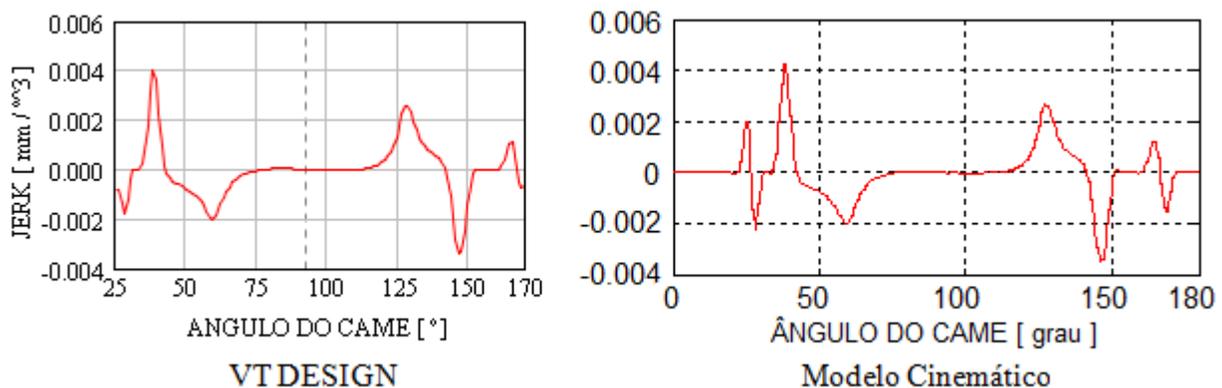


Figura 5.4: Comparativo das curvas de variação da aceleração ou *Jerk* entre os modelos.

5.3 Carregamentos Calculados pelo Modelamento Cinemático e Dinâmico de 15 GDL.

Como descrito no Capítulo 4, a simulação do mecanismo de acionamento de válvulas consiste em prever de forma mais próxima a real possível, o comportamento dinâmico do sistema e seus valores de carregamentos para baixas e principalmente altas rotações.

Além dos fatores como rigidezes e massas que podem ser calculados de forma relativamente simples, os coeficientes de amortecimento influenciam diretamente nas cargas. É difícil definir os coeficientes de amortecimento sem que haja uma medição física. Para o ajuste dos coeficientes de amortecimento do modelo dinâmico de 15 GDL desse trabalho, foi primeiramente medida a aceleração da ponte de válvulas conforme o APÊNDICE A exatamente na região de montagem da haste da válvula. Após medida a aceleração, os coeficientes de amortecimento do modelo dinâmico foram ajustados, buscando aproximar as curvas de simulação com a medida, sem que houvesse perda de contato no mecanismo. No motor real é sabido que não há perda de contato nas rotações de trabalho. Na Figura 5.6 estão lado a lado a curva medida e a curva calculada já com os coeficientes de amortecimento ajustados.

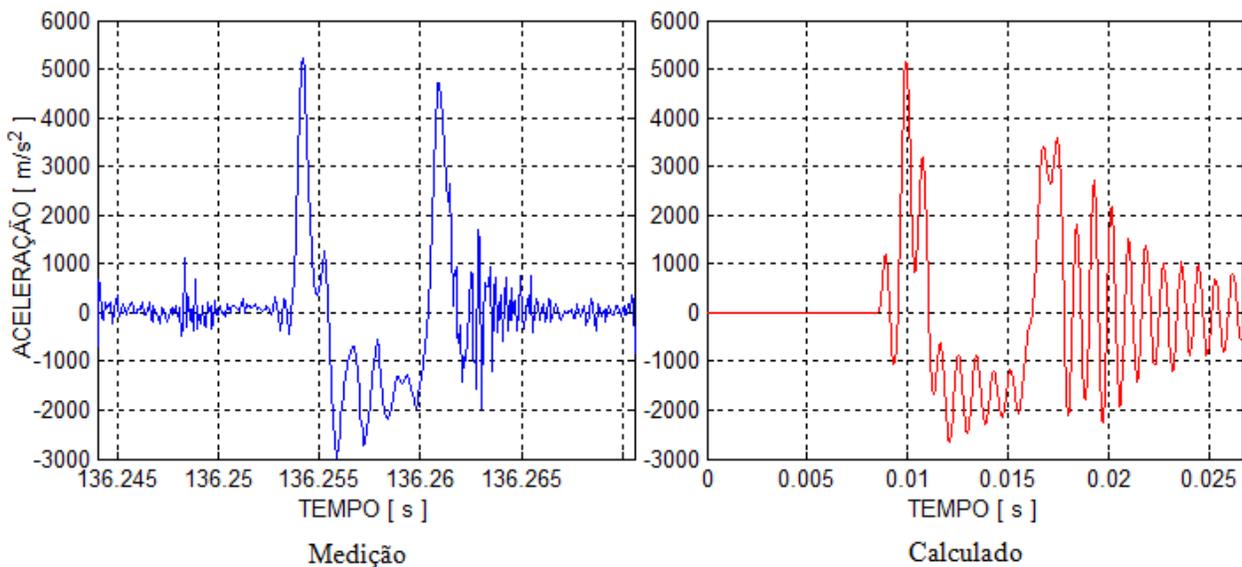


Figura 5.6: Aceleração medida e calculada da válvula de escapamento à 4500 [rpm].

As curvas de aceleração ficaram próximas, mas não atingiram os mesmos valores. O modelo calculado sugere estar com a resposta de carregamento inferior ao motor real. Os amortecimentos considerados foram puramente viscosos, o contato da válvula com a sede e a pressão residual do cilindro não são considerados. Além dessas aproximações, o resultado da simulação ainda representa apenas uma volta do came, descartando a influência resultante da vibração dos ciclos anteriores na resposta.

Apesar da correlação entre as curvas de aceleração não estar ótima, é notório o aumento dos carregamentos quando compara-se as forças inerciais calculadas pelo modelo cinemático com as calculadas pelo dinâmico. Na Figura 5.7 estão as forças inerciais calculadas pela aceleração da massa m_2 da válvula pelo modelo cinemático e pelo dinâmico à 4500 [rpm].

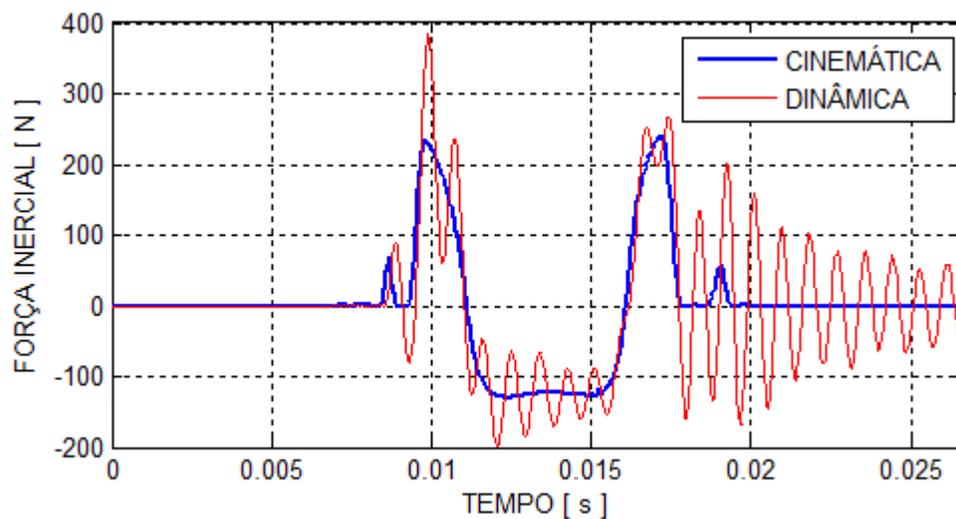


Figura 5.7: Forças inerciais da válvula de escapamento à 4500 [rpm].

Na Figura 5.7 e conforme esperado, podemos notar que a força inercial calculada pelo modelo cinemático na máxima rotação do motor, é menor que a força calculada pelo modelo dinâmico. O valor da força chega a ser 70% maior no modelo dinâmico. Nas regiões de forças com valores positivos os contatos sofrem pressões elevadas e nas regiões negativas o sistema fica sujeito a perdas de contato. Como já escrito anteriormente, a pré-carga da mola é quem garante que não haja perdas de contato em todo o mecanismo nas altas rotações. Na Figura 5.8 notamos que, para a marcha lenta do motor, as forças inerciais possuem pouca dispersão entre os modelos.

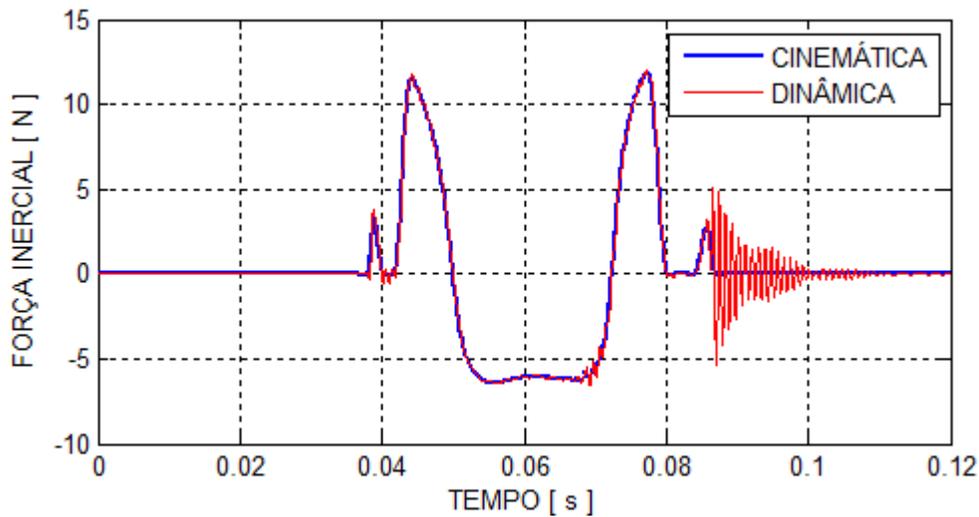


Figura 5.8: Forças inerciais da válvula de escapamento à 1000 [rpm].

Como previsto, as forças inerciais em marcha lenta são relativamente pequenas e similares em ambos os modelos. O efeito dinâmico em baixa rotação aumenta irrisoriamente os carregamentos, tornando os modelos similares em marcha lenta. Isso ocorre devido às forças inerciais em marcha lenta no mecanismo estudado, serem aproximadamente vinte vezes menores que em altas rotações, isso quando calculadas pelo modelo cinemático e aproximadamente trinta e cinco vezes menores quando calculadas pelo modelo dinâmico.

Além da medição da aceleração na ponte de válvulas, foi feita uma medição de deformação do balanceiro conforme o Apêndice A através do uso de extensômetros. A rotação mais elevada, onde foram medidas as deformações e calculadas as tensões e forças correspondentes, foi à 3000 [rpm]. Na figura 5.9 podemos comparar as forças medidas com as calculadas pela simulação do modelo dinâmico. A curva correspondente a força F_{A1} somadas as pré-cargas das molas deveria ser levemente maior que a curva medida, devido a ela estar calculada antes da massa do balanceiro. Já a curva correspondente a duas vezes a força F_{12} somadas as pré-cargas das molas deveria estar levemente menor que a curva medida, devido a ela estar calculada após a massa do atuador hidráulico. Observa-se claramente que as forças calculadas são inferiores às medidas. Dentre possíveis razões para esta discrepância, podemos citar o fato de o modelo não considerar a pressão residual no momento da abertura da válvula de escapamento e também não considerar uma maior deflexão do balanceiro causada pelas pré-cargas das duas molas. Essa diferença

deveria ser minimizada pela introdução do contato entre sede e válvula, possibilitando corretamente levar em consideração a pré-carga das molas e a pressão residual interna do cilindro já no cálculo da resposta dinâmica.

A partir da análise das curvas da Figura 5.9, nota-se claramente que no início e final da abertura, estão os maiores desvios de forças. O desvio no início da abertura é ainda maior devido à influência da pressão residual interna do cilindro e da pré-carga das molas juntas. No momento do fechamento o desvio é influenciado pela pré-carga das molas e uma pressão menor no cilindro. Anterior e posteriormente ao evento de abertura da válvula, as curvas das forças F_{A1} e F_{I2} devem ser desprezadas por estarem deslocadas pelo valor das pré-cargas das molas. No motor real essa força de pré-carga não existiria no balanceiro, pois ela estaria suportada pela sede de válvulas.

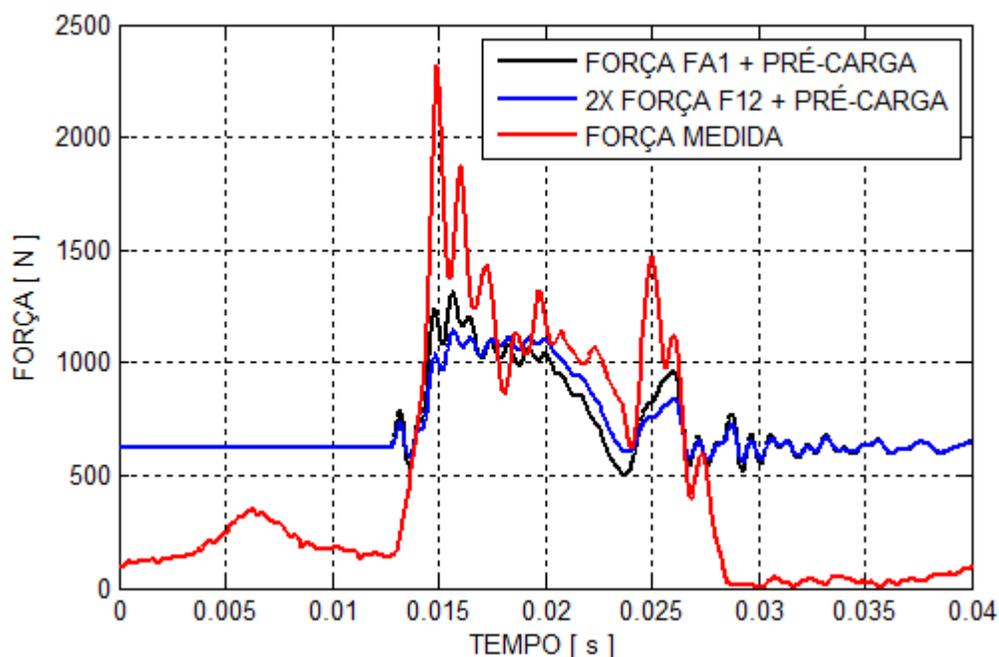


Figura 5.9: Forças na região do atuador hidráulico de escapamento à 3000 [rpm].

As forças mostradas na Figura 5.9 foram calculadas utilizando os mesmos coeficientes de amortecimento ajustados anteriormente na rotação de 4500 [rpm]. Apesar dos desvios observados nas forças, as curvas possuem forma similar, mostrando que o modelo responde de forma coerente e adequada aos esforços de entrada.

5.4 Introdução Simplificada da Pré-Carga das Molas no Modelo Dinâmico de 15 GDL.

Como escrito nos capítulos anteriores o modelamento desse trabalho não contempla o contato entre a válvula e sua sede e por isso não é possível considerar a pré-carga aplicada às molas na resposta dinâmica. De forma simplificada e aproximada, e com o intuito de estudar os efeitos da pré-carga das molas na resposta dinâmica, foi aplicada uma força não constante e de valor máximo igual à pré-carga das molas em cada uma das massas m_2 e m_9 da Figura 4.14, que correspondem basicamente à massa das válvulas. A força introduzida é da forma de uma onda quadrada e possui valor diferente de zero e igual ao valor da pré-carga somente na região de abertura da válvula. Ou seja, só existe a força de pré-carga de mola no mecanismo quando a válvula está aberta. Assim como no motor real, o mecanismo de acionamento somente está sujeito a força de pré-carga quando a válvula está aberta, fora desse período, quem suporta essa força é a sede. Como não temos a sede, o valor da força introduzida na simulação durante o período em que a válvula permanece fechada é igual a zero. Essa é uma forma simplificada de se introduzir as forças de pré-carga já no cálculo dinâmico. Na Figura 5.10 está mostrada a curva de pré-carga de uma mola e a abertura da válvula.

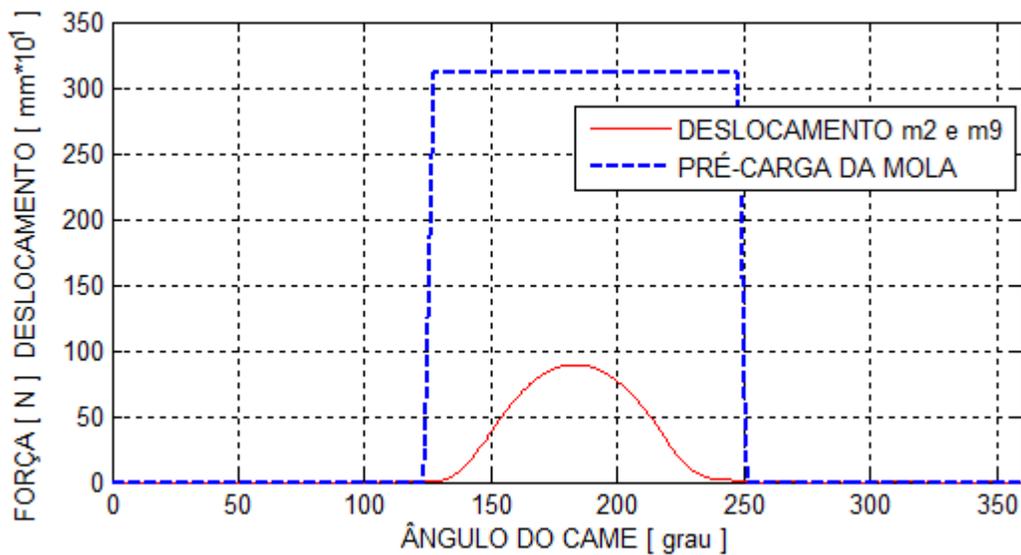


Figura 5.10: Forças da pré-carga de uma mola e curva de abertura das válvulas (m_2 e m_9).

A força de pré-carga introduzida nas massas correspondentes às válvulas conforme a Figura 5.10, possui uma aproximação na passagem da força igual a zero para ao patamar de força igual à pré-carga, que nesse modelo é igual a 312 [N]. A passagem é brusca de zero para 312 [N] e foi adotada como uma reta de leve inclinação em relação à vertical. No sistema real, essa passagem de força é ditada pelas rigidezes dos componentes do mecanismo, principalmente pela rigidez do balanceiro. Introduzindo o contato da válvula com a sede essa aproximação seria eliminada, visto que a pré-carga da mola poderia ser aplicada constantemente.

Além da força de pré-carga das molas, foram também aplicadas as forças resultantes na válvula causadas pela pressão residual interna do cilindro. A pressão residual do cilindro age na válvula dificultando sua abertura e acelerando seu fechamento. Para conhecer o valor da pressão residual incidente na válvula no momento de sua abertura e fechamento, no gráfico da Figura 5.11, projeta-se uma linha vertical no instante da abertura ou fechamento da válvula até a curva de pressão, o ponto de interseção da linha vertical com a curva de pressão será o valor da pressão interna do cilindro (pressão residual) no momento da abertura ou do fechamento da válvula.

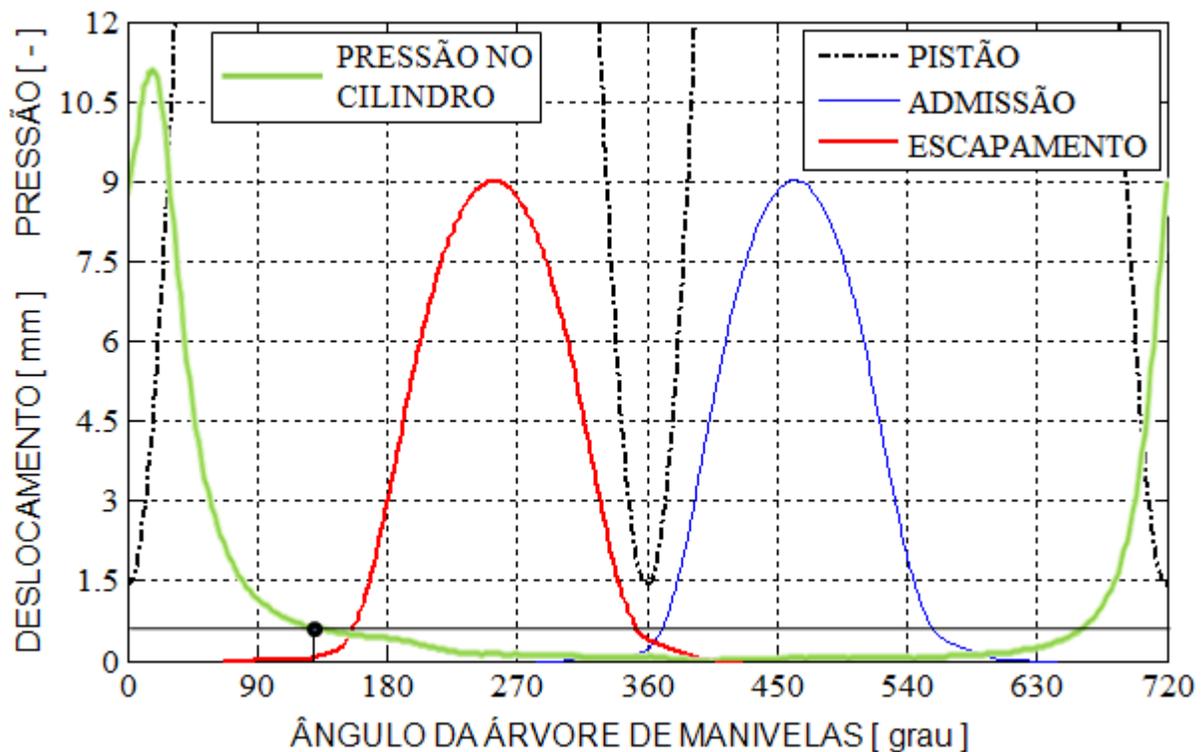


Figura 5.11: Pressão interna no cilindro e abertura das válvulas à 3000 [rpm].

Na Figura 5.11 é possível observar que a pressão interna no cilindro no momento da abertura da válvula de escapamento (ponto preto) é maior que em seu fechamento e que na abertura e fechamento da válvula de admissão, portanto, a força introduzida devido à pressão residual é mais significativa no cálculo dos carregamentos no momento da abertura da válvula de escapamento.

A força resultante na válvula é um balanço entre a pressão interna do cilindro (pressão residual) e a pressão nos condutos de admissão e escapamento que atuam sobre a válvula. Na Figura 5.12 é possível notar as áreas da válvula sujeitas a essas pressões.

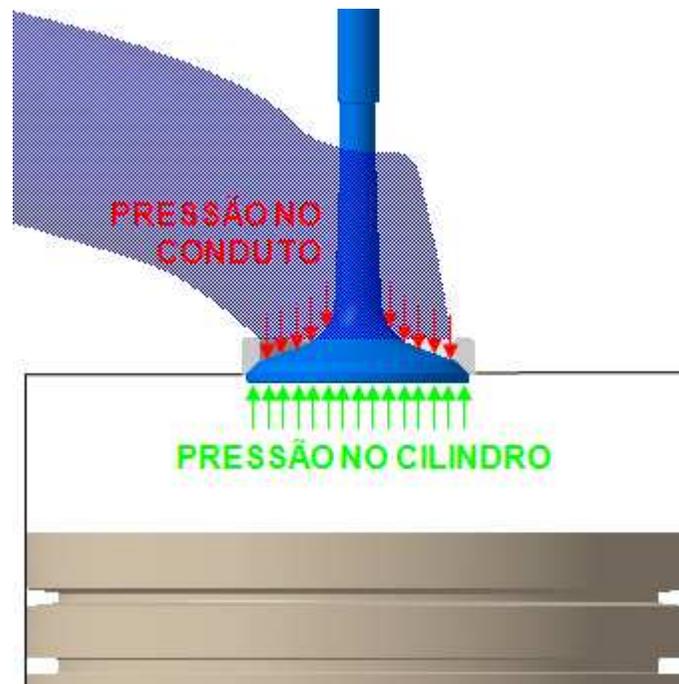


Figura 5.12: Áreas da válvula sujeitas às pressões do conduto e do cilindro.

O valor de força aplicada é calculado quando a válvula está fechada, na iminência de sua abertura e também imediatamente após o seu fechamento. As forças são calculadas através do produto das pressões pelas áreas da cabeça da válvula no lado do cilindro e no lado dos condutos.

Após a abertura da válvula existe a tendência de equalização dessas pressões e posterior queda da força resultante na válvula. Nessa simulação foi introduzido o valor máximo da força devido às pressões e o posterior decaimento foi estimado e ajustado. Os valores de força

aplicados nas válvulas nos momentos de equalização das pressões entre os dois lados da cabeça foram ajustados para checar se o modelo, a partir de valores realistas destes efeitos, poderia se ajustar ao comportamento real obtido experimentalmente conforme o apêndice A.

Com as novas forças externas aplicadas às massas m_2 e m_9 , temos agora as forças F_2 e F_9 diferentes de zero, logo temos a Matriz 4.48 é alterada para:

$$[F_{15GDL}] = \begin{bmatrix} c_0 \dot{A} + k_0 A \\ F_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_9 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.56)$$

Na figura 5.13 podemos comparar as força medida com as calculadas pela simulação do modelo dinâmico de 15 GDL e a nova matriz de forças para o acionamento de escapamento. A curva correspondente a força F_{A1} , assim como no capítulo anterior, deveria ser levemente maior que a curva medida, devido a ela estar calculada antes da massa do balanceiro. Já a curva correspondente a duas vezes a força F_{I2} deveria estar levemente menor que a curva medida, devido a ela estar calculada após a massa do atuador hidráulico.

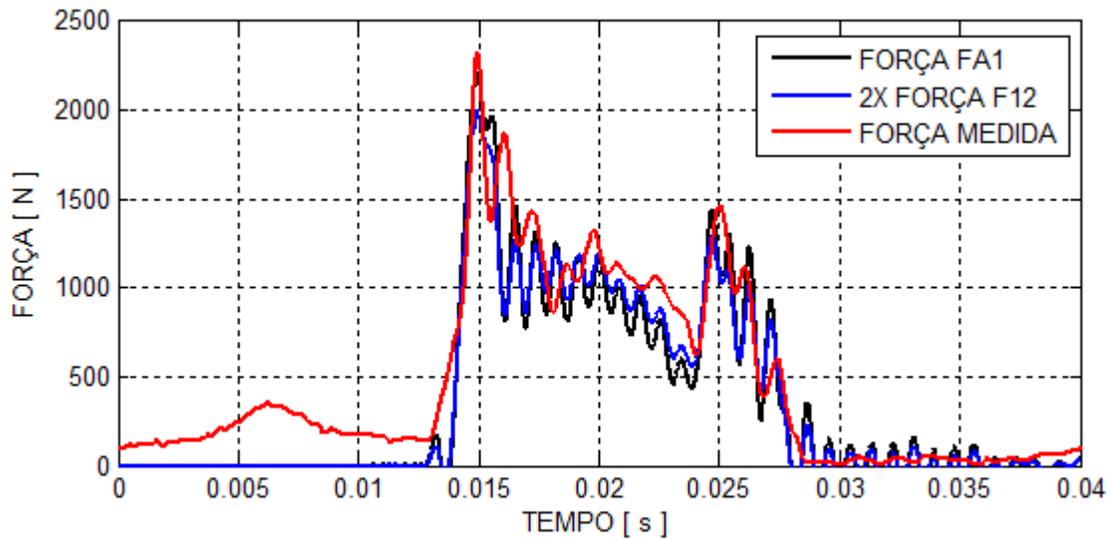


Figura 5.13: Forças na região do atuador hidráulico de escapamento à 3000 [rpm].

Na figura 5.14 podemos comparar as força medida com as calculadas pela simulação do modelo dinâmico de 15 GDL e a nova matriz de forças para o acionamento da válvula de admissão.

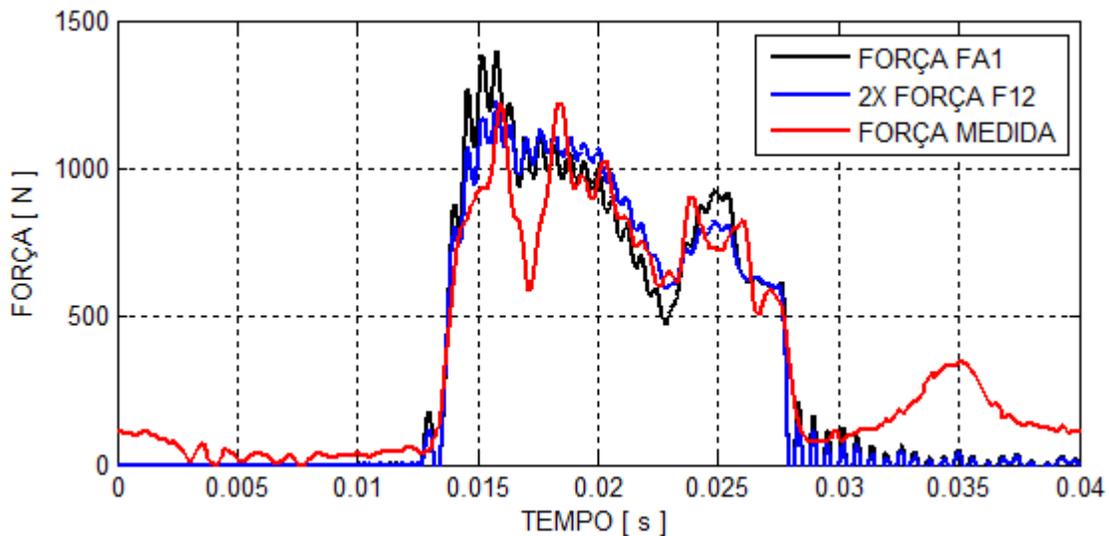


Figura 5.14: Forças na região do atuador hidráulico de admissão à 3000 [rpm].

Observa-se que as forças calculadas são próximas as medidas sugerindo uma boa capacidade do modelo em representar o mecanismo real. Considerar a pré-carga das molas e a pressão residual interna do cilindro no cálculo dinâmico é importante para uma boa correlação de forças.

6 CONCLUSÕES

O modelamento cinemático apresentado nesse trabalho mostrou um resultado preciso como deveria devido à basicamente depender de relações puramente geométricas. A correlação dos resultados com programas comerciais foi satisfatória como evidenciado ao longo do capítulo de resultados. O modelamento do came pelo uso da função cúbica por partes, a chamada *Spline Cúbica*, se mostrou relativamente simples de se trabalhar e com excelente e preciso resultado no caso estudado. A utilização de *Splines* de maior grau não apresentou um ganho de qualidade e introduziu distorções no início das curvas de velocidade e aceleração da válvula. O modelamento computacional se mostrou eficiente calculando o mecanismo em poucos segundos. O texto escrito permite que de forma similar, se aplique a mesma metodologia para a simulação cinemática de outros mecanismos de trem de válvulas.

O modelamento dinâmico proposto mostrou-se de grande valia para o conhecimento do comportamento dinâmico e do aumento dos carregamentos impostos pelo efeito vibratório das peças do mecanismo, nas altas rotações do motor estudado. Os resultados dos cálculos executados pelo integrador numérico foram comprovados através da solução analítica do modelo de 1GDL, mostrando os mesmos valores. É notório o aumento dos carregamentos em todo mecanismo em alta rotação devido ao efeito vibratório dos componentes do mecanismo. Observou-se uma significativa diminuição da pré-carga das molas em altas rotações, devido ao efeito vibratório de seus elos. A pressão residual do cilindro causa um significativo aumento do carregamento no início da abertura da válvula de escapamento. O modelo dinâmico apresentou valores próximos aos medidos no motor real mostrando uma boa correlação.

Por fim, o modelamento dinâmico é essencial para o projeto de um trem de válvulas otimizado. Sem ele, o verdadeiro valor dos carregamentos não será conhecido e o mecanismo poderá possuir peças estruturalmente mal dimensionadas. O projeto de um novo trem de válvulas para uma determinada curva de abertura de válvulas é executado primeiramente com a ajuda do modelamento cinemático e posteriormente pela iteração entre o modelo cinemático e dinâmico seguido de alterações no mecanismo inicial.

7 SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Para a obtenção de valores mais precisos dos carregamentos dinâmicos, esse trabalho deverá sofrer a inclusão de algumas condições de contorno em seu modelamento dinâmico proposto e ainda possuir dados de medição com tolerância conhecida para a execução da correlação com o ajuste de parâmetros.

A um curto prazo sugere-se a inclusão de:

- Introdução do contato entre a sede de válvulas e a válvula, para permitir que a pré-carga da mola seja considerada já no momento da solução dinâmica do mecanismo e para prever o salto da válvula de sua sede imediatamente após o seu fechamento em altas rotações do motor. A introdução desse contato também permitirá que o mecanismo seja simulado com várias rotações completas do came na mesma frequência de rotação. A simulação do mecanismo com várias rotações do came tem como objetivo, considerar a influência da vibração dos componentes do mecanismo e principalmente dos elos da mola na resposta final de comportamento e carregamento.
- Incluir a pressão residual do cilindro no momento da abertura e fechamento das válvulas, em especial para a válvula de escapamento, que segundo a medição da pressão interna do cilindro está sujeita a uma maior pressão no momento de sua abertura, quando comparada à válvula de admissão.
- Introdução da rigidez não linear do balanceiro e as rigidezes e amortecimentos de contato não lineares.
- Inclusão de contatos que possam ser separados, para permitir a solução dinâmica, mesmo após a flutuação do mecanismo.
- Transformar o balanceiro em três massas concentradas.

Referências

BASHUYSEN, R. V.; SCHAEFER, F., Internal Combustion Engine Handbook, SAE International and Professional Engineering Publishing, 2004.

BASHUYSEN, R. V.; SCHAEFER, F., Modern Engine Technology from A to Z, SAE International, 2007.

BUUCK, B. A., Elementary Design Considerations for Valve Gears, SAE Technical Paper 821574, 1982.

CHEN, F. Y., Mechanics and Design of Cam Mechanisms, Pergamon Press, New York, 1982.

DAIMLER-BENZ, Johannes Gassmann, Manfred K. Lorscheidt, Valve Control Mechanism Particularly for High Speed Internal Combustion Engines, US n. 2814283, 26 Nov. 1957.

DOUGHTY, S., Mechanics of Machines, John Wiley & Sons Inc., 1987.

DUCATI MECCANICA, Massimo Bordi, Gianluigi Mengoli, Four Valve Cylinder Head of Desmodromic Operation for Internal Combustion Engine, US n. 4754728, 05 Jul. 1988.

DUDLEY, M. W., New Methods in Valve Cam Design, SAE Quarterly Transactions, Vol. 2, No. 1, 1948.

IRITANI, T.; SHOZAKI, A.; SHENG, B.; SUGIMOTO, M.; OKAZAKI, T.; AKETA, M., Prediction of the Dynamic Characteristics in Valve Train Design of a Diesel Engine, SAE Technical Paper 2002-32-1839, 2002.

LEE, J.; PATTERSON, D. J., Nonlinear Valve Train Dynamics Simulation With a Distributed Parameter Model of Valve Springs, Transactions of the ASME, Vol. 119, pp. 692-698, 1997.

NORTON, R. L., Machine Design-An Integrated Approach, 2th Edition, Pearson Prentice Hall, 2000.

NUNHEZ, J. R., Método Spline Modificado: Acoplamento do Método da Máxima Verossimilhança ao Método Spline, 1990, Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

OLMSTEAD, E. H.; TAYLOR, E. S., Poppet Valve Dynamics, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 6, pp. 370-375, 1939.

QIU, H.; LIN, J.C.; LI, Z. Y.; OZAKI, H.; WANG, J.; YUE, Y., A Universal Optimal Approach to Cam Curve Design and Its Applications, Mechanism and Machine Theory, Vol. 40, pp. 669-692, 2005.

SEIDLITZ, S., Valve Train Dynamics-A Computer Study, SAE Technical Paper 890620, 1989.

TEODORESCU, M.; VOTSIOS, V.; RAHNEJAT, H., Multiphysics Analysis for the Determination of Valvetrain Characteristics, Journal of Automobile Engineering, Vol. 219, pp. 1109-1117, 2005.

THOREN, T. R.; ENGEMANN, H. H.; STODDART, D. A., Cam Design as Related to Valve Train Dynamics, SAE Quarterly Transactions, Vol. 6, No. 1, 1952.

TURKISH, M. C., Valve Gear Design, Eaton Manufacturing Co., Waverly Press, Detroit, Michigan, 1946.

VOORHIES, C., Valve Gear Research to Diesel Engines-Some Results of as Applied, SAE Journal, Vol. 50, No. 8, 1942.

YOON, K.; RAO, S. S., Cam Motion Synthesis Using Cubic Splines, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 115, pp. 441-446, 1993.

WANG, Y., Introduction to Engine Valvetrains, SAE International, 2007.

WILSON, H. B.; TURCOTTE, L. H.; HALPERN, D., Advanced Mathematics and Mechanics Applications Using Matlab, 3rd Edition, Chapman & Hall/CRC, 2003.

Bibliografias Consultadas

AVSEC, J.; MARCIC, M.; OBLAC, M., Valve Gear Refinement, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 124, pp. 86-90, 2002.

CHEW, M.; CHUANG, C. H., Minimizing Residual Vibrations in High Speed Cam Follower Systems Over a Range of Speeds, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 117, pp. 166-172, 1995.

DRESNER, T. L.; BARKAN, P., New Methods for the Dynamic Analysis of Flexible Single Input and Multi Input cam Follower Systems, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 117, pp. 150-155, 1995.

FUJIMOTO, A.; HIGASHI, H.; OSAWA, N.; NAKAI, H; MIZUKAMI, T, Valve Jump Prediction Using Dynamic Simulation on Direct Acting Valve Train, Mitsubishi Motors Technical Review, No. 19, 2007.

INMAN, D. J., Engineering Vibration, Third Edition, Pearson Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2008.

LAMPINEN, J., Cam Shape Optimization by Genetic Algorithm, Computer Aided Design, Elsevier Science Ltd., 2003.

MAGRAB, E. B.; AZARM, S.; BALACHANDRAN, B.; DUNCAN, J. H.; HEROLD, K. E.; WALSH, G. C., An Engineer's Guide to Matlab®, Second Edition, Pearson Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2005.

MASTALER, A.; ARIMA, G.; NETO, A. C.; RUSSO, F. H.; BRAND, G., Multibody System Dynamics Model Implementation in the Camshaft Engines, SAE Technical Paper 2005-01-4112, 2005.

NEAMTU, M.; POTTMANN, H.; SCHUMAKER, L. L., Designing Nurbs Cam Profiles Using Trigonometric Splines, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 120, pp. 175-180, 1998.

PIEGL, L.; TILLER, W., The Nurbs Book, Springer, New York, 1995.

PIERIK, R. J.; BURKHARD, J. F., Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System, SAE Technical Paper 2000-01-1221, 2000.

RAO, S. S., Vibrações Mecânicas, 4ª Edição, Pearson Prentice Hall, São Paulo, 2008.

SHIGLEY, H. H; UICKER JR., J. J., Theory of Machines and Mechanisms, McGraw-Hill, New York, 1995.

TSAY, D. M.; HUEY, C. O., Application of Rotational B-Splines to the Synthesis of Cam Follower Motion Programs, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 115, pp. 621-626, 1993.

YU, Q.; LEE, H. P., A New Family of Parameterized Polynomials for cam Motion Synthesis, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 117, pp. 653-655, 1995.

APÊNDICE A – Dados Experimentais

Esse trabalho não teve como objetivo a obtenção de dados medidos do motor. Apesar da aparente qualidade das medições, os dados obtidos foram tratados de modo simplista e possuem certa tolerância e incerteza. Com o melhoramento do modelo dinâmico essas medições devem ser estudadas, refeitas, tratadas e aferidas para que tenham qualidade e nível conhecido de precisão.

A.1 Medição da Aceleração

A medição da aceleração correspondente à válvula foi feita através da instalação de um acelerômetro uniaxial na ponte de válvulas. O acelerômetro não foi fixado à válvula por ausência de espaço e não foi fixado ao prato da mola, devido a ele rotacionar em trabalho. Os valores de aceleração medidos foram aproveitados somente nas altas rotações. A aceleração medida na baixa rotação foi ruidosa devido a possuir em seu conteúdo a vibração do motor com significativa amplitude. O ruído em baixa rotação foi até mesmo superior à aceleração da válvula. Para a máxima rotação do motor de 4500 [rpm], apesar do ruído também incluso, a medição tornou-se característica e constante, como mostra a curva de aceleração em três períodos na Figura A.1.

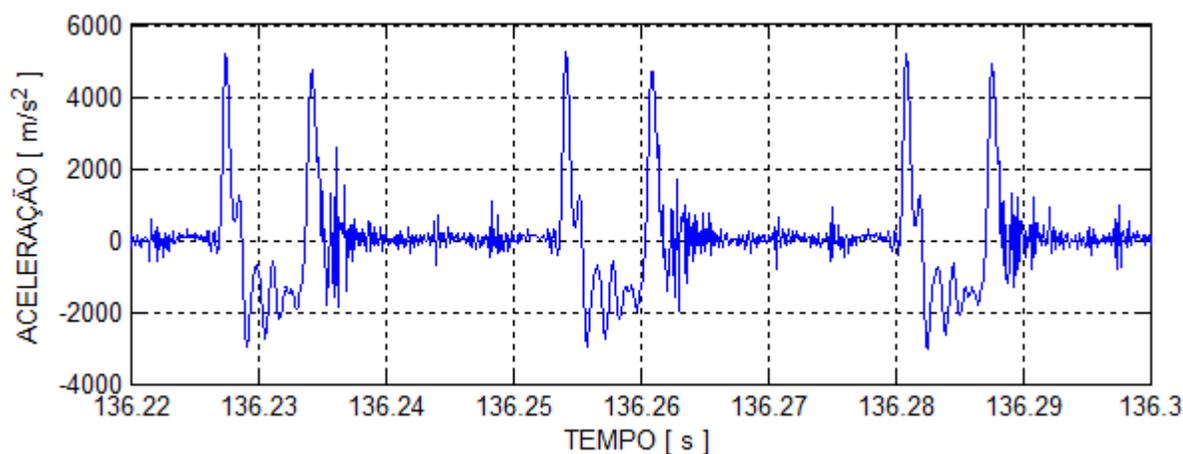


Figura A.1: Aceleração medida a 4500 [rpm] – três períodos mostrados.

Em alta rotação a aceleração medida possui elevado ruído na região do raio base do came, quando a válvula está fechada, é possível notar até uma região de maior ruído pouco antes do evento principal de abertura que correspondente ao mesmo momento da combustão no cilindro. O acelerômetro instalado dessa forma carrega considerável nível de ruído servindo apenas para uma análise qualitativa. Na Figura A.2 está mostrada a montagem do acelerômetro na ponte de válvulas, ele foi aparafusado à ponte garantindo uma boa fixação.



Figura A.2: Fixação do acelerômetro na ponte de válvulas.

O acelerômetro utilizado foi o modelo 353B16 da empresa *PCB PIEZOTRONICS* e sua massa sem cabo correspondem a menos de 2% da massa da válvula e prato. Suas características principais estão na Figura A.3.

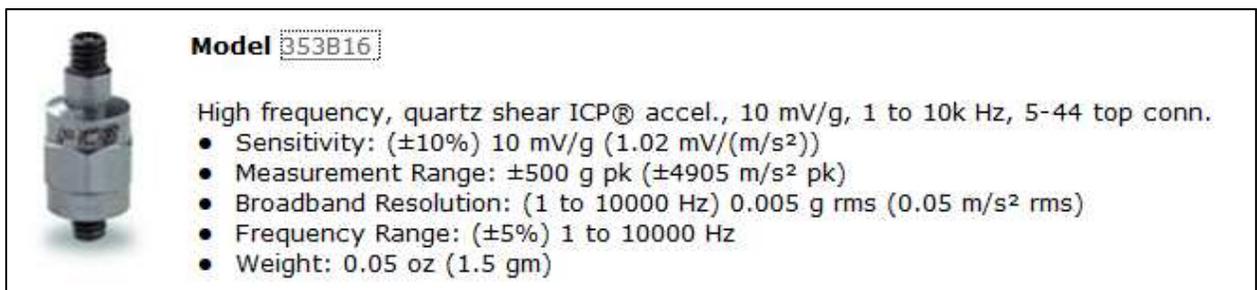


Figura A.3: Dados do acelerômetro.

Na Figura A.4 está mostrada a montagem da ponte com acelerômetro no motor. A tampa de válvulas não mostrada na figura foi furada para passagem do cabo e vedada para evitar o vazamento de óleo.



Figura A.4: Montagem da ponte de válvulas e acelerômetro no motor.

Além do acelerômetro foram utilizados os seguintes equipamentos conforme a Tabela A.1 e taxa de aquisição de 12500 [Hz].

Tabela A.1: Equipamentos utilizados para a medição da aceleração.

| Equipamento | Marca | Modelo/Tipo |
|-----------------------------|--------------------|--------------------|
| Sensor de rotação | Turotest | 300 188 |
| Sala de teste dinamométrica | Dinamômetro Schenk | W230 |
| Analizador de espectros | LMS | Pimento |

A.2 Medição da Deformação

Para o cálculo da força na região tucho, foi utilizado a medição da micro-deformação do balanceiro na região próxima a válvula e através do uso de extensômetro. O extensômetro foi instalado numa região de concentração de tensão e direção da máxima principal trativa conforme a Figura A.5. A região possui um grande raio que é excelente para a aplicação do extensômetro.

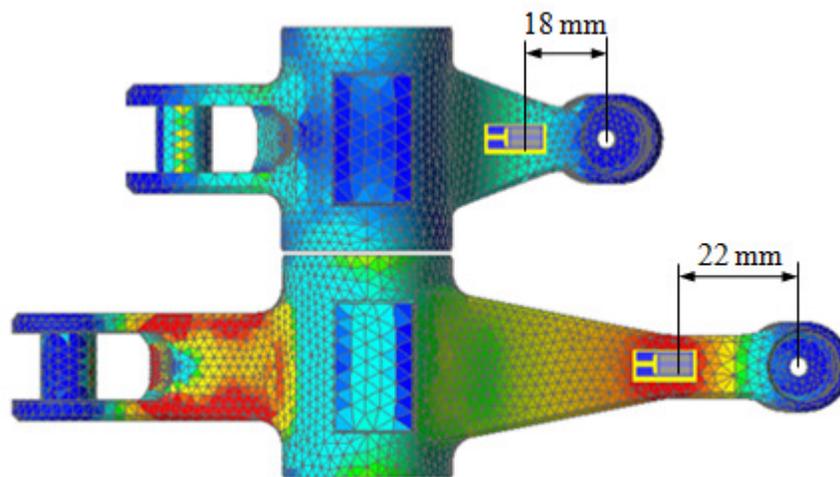


Figura A.5: Posicional dos extensômetros nos balanceiros.

As características do extensômetro uniaxial utilizado para medir a deformação longitudinal na superfície do balanceiro estão listadas na Tabela A.2.

Tabela A.2 Características do extensômetro utilizado.

| | |
|----------------------------------|------------------------|
| Marca / Modelo: | HBM / 1-LY41-6-120 |
| Compensação de temperatura para: | Aço |
| Comprimento: | 6 [mm] |
| Resistência elétrica: | 120 $\Omega \pm 0,3\%$ |
| Fator do extensômetro K: | 2.08 $\pm 1 \%$ |
| Sensibilidade Transversal: | -0.1 % |

Na Figura A.6 estão mostrados os extensômetros já aplicados conforme posicionado pela Figura A.5.



Figura A.6: Extensômetros colados nos balanceiros.

Para executar a correlação entre a força e a tensão, foi aplicada uma força de 1000 [N] no tucho, assim como feito para o cálculo da rigidez e conforme a Figura 4.3 do Capítulo 4. Foram aplicadas forças com o balancim no início da abertura e na abertura máxima e calculada a média simples. Após conhecida a relação da tensão pela força aplicada no método de elementos finitos calculou a tensão no balancim através da micro-deformação medida conforme:

$$\sigma = \frac{E_{aço} \cdot \varepsilon}{1 - \nu_{aço}^2} \quad (A.1)$$

Conhecida a relação entre a micro-deformação e a tensão, basta então utilizar a relação entre a tensão e força calculada pelo método de elementos finitos e finalmente encontrar a força

aplicada. Esse método foi utilizado, mas recomenda-se calibrar a medição de força através de um experimento prático utilizando as próprias peças do mecanismo.

Além do extensômetro, foram utilizados os seguintes equipamentos conforme a Tabela A.3 e taxa de aquisição de 5000 [Hz].

Tabela A.3: Equipamentos utilizados para a medição da micro-deformação.

| Equipamento | Marca | Modelo / Tipo |
|---|--------------------|---------------|
| Sala de teste dinamométrica | Dinamômetro Schenk | W230 |
| Equipamento para coleta de dados e condicionamento de sinais. | Lynx | ADS 2000 |

Na Figura A.5 está mostrada a montagem do balanceiro instrumentado com o extensômetro e também da ponte de válvulas com o acelerômetro.

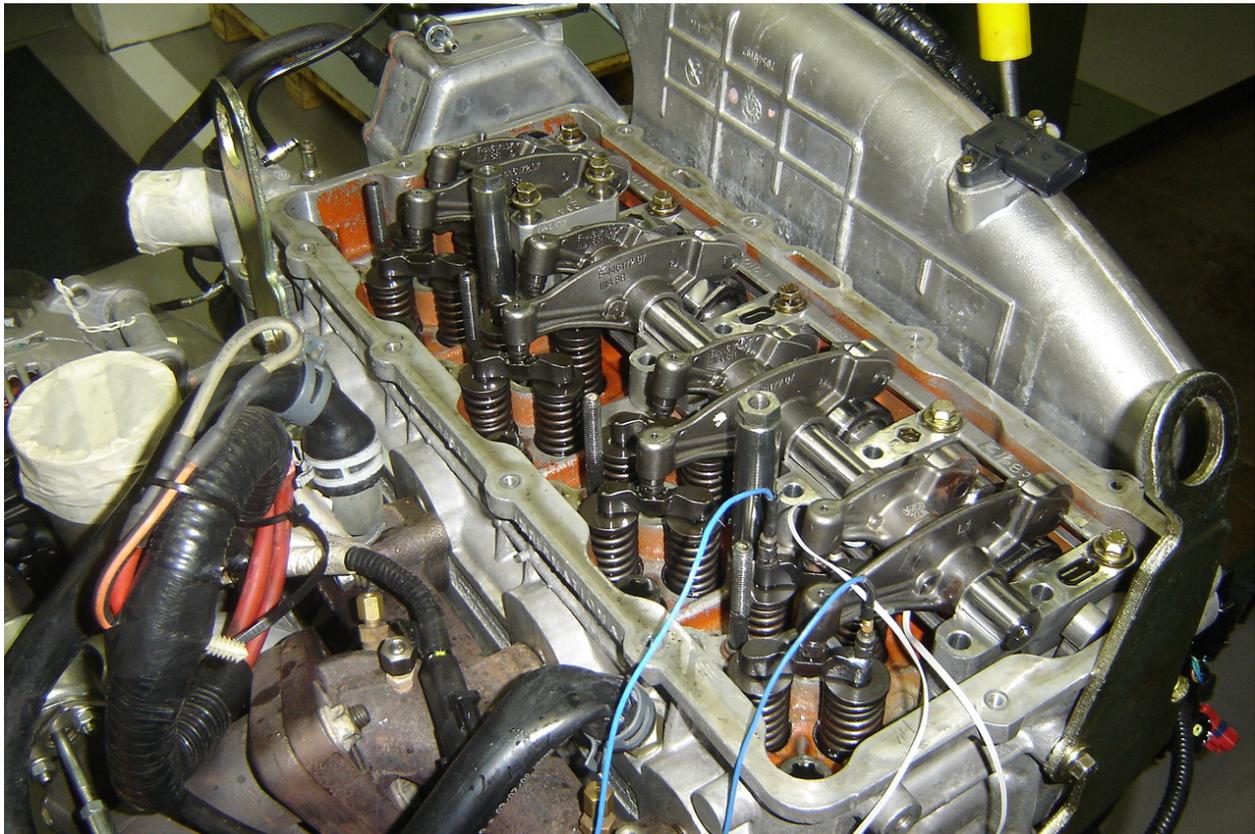


Figura A.7: Montagem da ponte de válvulas e acelerômetro instrumentados no motor.