



RUBENS GONÇALVES SALSA JÚNIOR

Otimização de Perfil de Camos Aplicada à Dinâmica do Trem de Válvulas

54/2014

**CAMPINAS
2014**



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA


RUBENS GONÇALVES SALSA JÚNIOR

Otimização de Perfil de Camos Aplicada à Dinâmica do Trem de Válvulas

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO(A)
ALUNO(A) RUBENS GONÇALVES SALSA
JÚNIOR..... E ORIENTADO(A) PELO(A)
PROF(A). DR(A). ROBSON PEDERIVA.....


.....
ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

CAMPINAS
2014

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

Sa36o Salsa Júnior, Rubens Salsa, 1989-
Otimização de perfil de camos aplicada à dinâmica do trem de válvulas /
Rubens Gonçalves Salsa Júnior. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Robson Pederiva.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
Engenharia Mecânica.

1. Otimização. 2. Motor diesel. 3. Válvulas. 4. Dinâmica - Simulação por
computador. I. Pederiva, Robson, 1957-. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Optimization of cam profiles applied to the dynamics of a valvetrain

Palavras-chave em inglês:

Optimization

Diesel engine

Valvetrain

Differential evolution

Dynamics - Computer simulation

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Robson Pederiva [Orientador]

Franco Giuseppe Dedini

Zilda de Castro Silveira

Data de defesa: 27-06-2014

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 ACADÊMICO

**Otimização de Perfil de Camos Aplicada à
Dinâmica do Trem de Válvulas**

Autor: Rubens Gonçalves Salsa Júnior

Orientador: Robson Pederiva

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Robson Pederiva, Presidente
Instituição: FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini
Instituição: FEM/UNICAMP**



**Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira
Instituição: USP/São Carlos**

Campinas, 27 de junho de 2014.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família, para quem esta simples homenagem ainda é pequena.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser concluído sem o suporte de pessoas especiais.

Destino agradecimentos especiais aos meus pais, Rubens e Catarina, e às minhas irmãs, Regina e Simone, pelo suporte em todos os momentos que mais precisei.

Sou imensamente grato por toda ajuda e suporte da minha esposa, Luiza. É ela quem me motiva a ser melhor a cada dia.

Agradeço aos meus sogros, Luiz e Cristiana, por todo o suporte e motivação nesta jornada.

Agradecimento especiais dedico ao meu orientador, mestre, amigo e conselheiro Prof. Dr. Robson Pederiva. Obrigado por toda orientação, compreensão, paciência e motivação.

Também gostaria de agradecer aos engenheiros da MWM International pelo auxílio e disponibilidade dos dados.

Agradeço também meus colegas de laboratório por todo auxílio nesse período de trabalho intenso.

Por fim, destino um agradecimento especial aos pesquisadores Storn e Price por disponibilizarem globalmente seu trabalho.

“...I have a Euclidean earthly mind, so how could I solve problems that are not from this world?”

Fyodor Dostoevsky, The Brothers Karamazov.

Resumo

Salsa Júnior, R. G. **Otimização de Perfil de Camos Aplicada à Dinâmica do Trem de Válvulas**, 2014. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp.

O objetivo deste trabalho é apresentar uma forma computacional eficaz de manipular a curva que representa o perfil dos camos, objetivando a sua aplicação em simulações computacionais e rotinas de otimização de um trem de válvulas. Ao longo dos anos, os motores de combustão interna têm sido pesquisados e aprimorados, seja na busca de maior potência, seja na busca de menor consumo de combustível. Um subsistema automotivo que afeta diretamente o desempenho dos motores é o sistema de acionamento de válvulas, que permite controlar a entrada e saída dos gases da câmara de combustão. Diversos pesquisadores têm estudado a cinemática e dinâmica do sistema de acionamento de válvulas para melhorar o desempenho do motor, focando nas características construtivas do perfil dos camos: ele tem ação preponderante sobre a dinâmica do sistema. Neste trabalho foi aplicado o método de otimização da evolução diferencial de modo a otimizar a resposta dinâmica da válvula de exaustão de um motor Diesel, modelada por um sistema de cinco graus de liberdade, utilizando o perfil do camo como variável de projeto. Em um dos estudos de caso obteve-se redução de aproximadamente 60% nos picos de aceleração no fechamento da válvula. Em outro estudo de caso a área sob a curva de aceleração foi maximizada, aumentando aproximadamente 9%. Também Foi demonstrado um artifício matemático para que fossem considerados dois objetivos na otimização, já que os esforços para maximizar a área sob a curva de aceleração e minimizar a aceleração mostraram-se antagônicos. Por fim, mostrou-se que o perfil ótimo do camo varia com a rotação do motor.

Palavras Chave: Otimização; Motor diesel; Válvulas; Dinâmica - simulação por computador.

Abstract

Salsa Júnior, R. G. **Optimization of Cam Profiles Applied to the Dynamics of a Valvetrain**, 2014. M.S. Dissertation. College of Mechanical Engineering, Unicamp.

The objective of this work is to present an efficient computational way to manipulate the curve representing the cam profile, aiming their application in computer simulations and optimization routines for a valvetrain. Over the years internal combustion engines have been researched and improved, be it in the search for more power or be it in the search for lower fuel consumption. An automotive subsystem that directly affects the performance of the engine is the valvetrain system. This system allows the control of the admittance and release of gases from the combustion chamber. Several researchers have studied the kinematics and dynamics of the valve actuation system to improve engine performance focusing in the design characteristics of the profile of the cams: it has a predominant action on the dynamics of the system. In this work the optimization method of differential evolution was applied to optimize a Diesel engine exhaust valve's dynamic response using the cam profile as a design variable. In one case of study the acceleration peak had a 60% reduction. In another case of study the area under the valve's displacement curve was increased by 9%. A mathematical scheme was demonstrated to consider tow objectives for the parameters acceleration and area showed to be ambivalent. In addition, it was also demonstrated that the optimal cam profile varies with the engine speed.

Key Words: Optimization; Diesel engine; Valvetrain; Differential evolution; Dynamics - computer simulation.

Lista de Ilustrações

1.1	Frontal e isométrica de um camo (ANDREATTA, 2010).	3
1.2	Tipos de Superfície de contato: (a) pontiaguda (b)rolete (c)plana (d) arredondada (ROTHBART, 2004).	4
1.3	Trem de válvulas (TOMOYOSE, 2013).	5
1.4	Árvore de comando de válvulas (ANDREATTA, 2010).	6
1.5	Tipos diferentes de acionamento das válvulas (WANG, 2007).	6
1.6	Detalhe do tucho hidráulico (TOMOYOSE, 2013).	7
1.7	Modelo simples de um grau de liberdade. Editado de Tesar <i>et al</i> (1976).	10
1.8	Modelo desenvolvido por Andreatta (2010).	12
2.1	Seção do camo (TOMOYOSE, 2013).	19
2.2	Parâmetros cinemáticos dos perfis cicloidal e harmônico.	21
2.3	Parâmetros cinemáticos do perfil real.	22
2.4	Curvas de aceleração para perfil gerado por polinômios de alto grau (CHEN, 1977)	24
2.5	Interpolação do perfil harmônico com splines cúbicas.	27
2.6	Diferença entre o perfil analítico e o perfil interpolado.	28
2.7	Derivada de primeira ordem do perfil harmônico interpolado.	29
2.8	Diferença entre as curvas de velocidade.	30

2.9	Derivada de segunda ordem do perfil harmônico interpolado.	31
2.10	Diferença entre as curvas de aceleração.	31
2.11	Derivada de terceira ordem do perfil harmônico interpolado.	32
2.12	Diferença entre as curvas de <i>jerk</i> .	33
2.13	Convergência da interpolação.	33
2.14	Metade do perfil proposto.	35
2.15	Relações de metade de curva.	35
2.16	Perfil parametrizado pelo deslocamento.	38
2.17	Limitação do método de parametrização por família de curvas.	39
2.18	Aceleração perfil real.	40
2.19	Ajuste curva de aceleração.	42
2.20	Perfil parametrizado pela aceleração.	43
2.21	Área sob a curva de aceleração.	44
2.22	Área sob a curva de velocidade.	44
3.1	Modelo de um grau de liberdade.	45
3.2	Diagrama de corpo livre do sistema de um grau de liberdade.	46
3.3	Modelo de cinco graus de liberdade (TOMOYOSE, 2013).	47
3.4	Diagrama de blocos para a massa m_{rar} .	48
3.5	Diagrama de blocos para a massa m_{rat} .	49
3.6	Pressão residual na câmara de combustão (TOMOYOSE, 2013).	50

3.7	Força devido à pressão residual.	50
3.8	Diagrama de blocos para a massa m_{val} .	51
3.9	Diagrama de blocos para a massa m_{plu} .	52
3.10	Diagrama de blocos para a massa m_{cha} .	52
3.11	Não-linearidade da força viscoelástica.	53
4.1	Conjuntos ótimos de Pareto (LOBATO, 2008)	58
4.2	Fluxo heurístico.	60
4.3	Operador de seleção. Editado de Lobato (2008).	61
4.4	Operador de mutação. Editado de Lobato (2008).	62
4.5	Operador de cruzamento. Editado de Lobato (2008).	62
4.6	Fundamento teórico da evolução diferencial.	65
4.7	Representação esquemática do <i>crossover</i> .	67
4.8	Fluxograma da evolução diferencial.	69
4.9	Curva de deslocamento do camo: splines (Sp) e pontos de controle (PC).	70
4.10	Abertura ideal.	71
4.11	Aproximação da área sob a curva.	72
5.1	Resposta temporal sistema de um grau de liberdade.	74
5.2	Resposta temporal sistema de cinco graus de liberdade.	75
5.3	Resposta temporal sistema de cinco graus de liberdade com perfil parametrizado pelo deslocamento.	77

5.4	Resposta temporal sistema de cinco graus de liberdade com perfil parametrizado pela aceleração.	78
5.5	Minimização da aceleração no fechamento.	79
5.6	Pontos de controle escolhidos.	79
5.7	Resposta dinâmica para minimização da aceleração por pontos de controle @ 2500rpm.	81
5.8	Detalhe da otimização por pontos de controle.	82
5.9	Descontinuidade nas derivadas.	82
5.10	Raio de curvatura do perfil adimensional.	83
5.11	Maximização da área sob a curva de deslocamento.	84
5.12	Resposta dinâmica para maximização da área pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.	85
5.13	Perfil para maximização da área pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.	86
5.14	Melhor membro de cada geração para maximização da área.	87
5.15	Resposta dinâmica para minimização da aceleração pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.	88
5.16	Melhor membro de cada geração para minimização da aceleração.	88
5.17	Perfil para minimização da aceleração pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.	89
5.18	Variável de projeto: duração da rampa de abertura.	90
5.19	Minimização da aceleração na abertura.	91

5.20	Resposta dinâmica para minimização da aceleração na abertura através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	92
5.21	Perfil para minimização da aceleração na abertura através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	93
5.22	Resposta dinâmica para maximização da área através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	94
5.23	Perfil para maximização da área através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	95
5.24	Variável de projeto: amplitude do primeiro segmento cicloidal.	96
5.25	Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da amplitude do primeiro segmento cicloidal de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	97
5.26	Detalhe na abertura da válvula.	97
5.27	Perfil para minimização da aceleração através da amplitude do primeiro segmento cicloidal de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	98
5.28	Variável de projeto: duração da rampa de fechamento.	99
5.29	Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	100
5.30	Perfil para minimização da aceleração através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	101
5.31	Resposta dinâmica para maximização da área através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	102
5.32	Perfil para maximização da área através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	103
5.33	Variável de projeto: amplitude do último segmento cicloidal.	104

5.34	Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da amplitude do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	104
5.35	Perfil para minimização da aceleração através da amplitude do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	105
5.36	Variável de projeto: duração do último segmento cicloidal.	106
5.37	Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da duração do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	107
5.38	Perfil para minimização da aceleração através da duração do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	108
5.39	Variáveis de projeto: duração da rampa de fechamento e duração e amplitude do último segmento cicloidal.	108
5.40	Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da otimização multidimensional pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	110
5.41	Perfil para minimização da aceleração através da otimização multidimensional pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	111
5.42	Síntese da otimização mono-objetivo com objetivo de minimizar os picos de aceleração.	112
5.43	Síntese da otimização mono-objetivo com objetivo de maximizar a área sob a curva de deslocamento da válvula.	112
5.44	Mapa das soluções ponderadas @ 2500rpm.	115
5.45	Comparação entre a resposta dinâmica para $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (10,90)$ e $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (0,100)$ @ 2500rpm.	116
5.46	Comparação entre a resposta dinâmica para $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (10,90)$ e $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (100,0)$ @ 2500rpm.	117
5.47	Cinemática das soluções ponderadas @ 2500rpm.	118

5.48	Ótimo de Pareto.	119
5.49	Resposta dinâmica para 3800rpm.	121
5.50	Perfil para minimização da aceleração através da amplitude do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 3800rpm.	122
5.51	Diferença entre os parâmetros cinemáticos dos perfis.	123
5.52	Curva de desempenho de um motor de combustão interna. Editado de Heywood (1988).	124
5.53	Sistema desenvolvido pela Porsche (PORSCHE, 2014).	125
5.54	Trem de válvulas sem camos (ANDREATTA, 2010).	125
5.55	Variável de projeto: duração do segmento parabólico.	126
5.56	Resposta dinâmica para maximização da área através da duração do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	127
5.57	Perfil para maximização da área através da duração do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	128
5.58	Variáveis de projeto: duração e amplitude do segmento parabólico.	128
5.59	Minimização da aceleração da válvula.	129
5.60	Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da duração e da amplitude do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	130
5.61	Perfil para minimização da aceleração através da duração e da amplitude do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.	131

Lista de Tabelas

2.1	Equações para interpolação.	26
2.2	Parametrização do perfil pelo deslocamento.	36
5.1	Dados de entrada para otimização com pontos de controle.	80
5.2	Dados de entrada para maximização da área para perfil do camo parametrizado pelo deslocamento @ 2500rpm.	85
5.3	Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração da rampa de abertura para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.	91
5.4	Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da amplitude do primeiro segmento cicloidal para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.	96
5.5	Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração da rampa de fechamento para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.	99
5.6	Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração do último segmento cicloidal para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.	106
5.7	Dados de entrada para otimização mono-objetivo multidimensional para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.	109
5.8	Dados de entrada para otimização ponderada para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.	115

- 5.9 Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração segmento parabólico para o perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm. 127
- 5.10 Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração e amplitude segmento parabólico para o perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm. 129

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

<i>A</i>	Derivada de segunda ordem do perfil adimensional	
<i>a_k</i>	Coeficiente constante do polinômio cúbico no segmento <i>k</i>	
<i>b_k</i>	Coeficiente constante do polinômio cúbico no segmento <i>k</i>	
<i>c</i>	Coeficiente de amortecimento viscoso	[N. s/m]
[C]	Matriz de amortecimento	[N. s/m]
<i>c_{cont}</i>	Amortecimento de contato	[N. s/m]
<i>C_{eq}</i>	Amortecimento equivalente do sistema para o modelo de um grau de liberdade	[N. s/m]
<i>c_i</i>	Coeficiente complexo da série de Fourier	
<i>c_k</i>	Coeficiente constante do polinômio cúbico no segmento <i>k</i>	
<i>C_m</i>	Amortecimento da mola para o modelo de um grau de liberdade	[N. s/m]
<i>c_{mola}</i>	Amortecimento das molas das válvulas	[N. s/m]
<i>c_{ponte}</i>	Amortecimento do braço da ponte de válvulas	[N. s/m]
<i>CR</i>	Probabilidade de cruzamento	
<i>c_{rat}</i>	Amortecimento do braço do balancim com rolamento	[N. s/m]
<i>c_{rar}</i>	Amortecimento do contato do camo com o seguidor	[N. s/m]

c_{sede}	Amortecimento da sede de válvulas	$[N \cdot s/m]$
c_1	Amortecimento do contato do balancim com o tucho hidráulico.	$[N \cdot s/m]$
c_2	Amortecimento da mistura óleo + ar	$[N \cdot s/m]$
c_3	Amortecimento para o cálculo do vazamento do tucho hidráulico	$[N \cdot s/m]$
D	Número de variáveis de projeto	
d_k	Coefficiente constante do polinômio cúbico no segmento k	
F	Fator de perturbação	
$[F]$	Vetor de força	$[N]$
F_p	Força da pressão do óleo de alimentação	$[N]$
$f(x)$	Função objetivo	
F_{pcm}	Força de pré-carga na mola das válvulas	$[N]$
F_{pr}	Força da pressão residual na câmara de combustão	$[N]$
F_{ve}	Força viscoelástica	$[N]$
$g(x)$	Função de restrição	
h	Máximo deslocamento do seguidor	
h_1	Elevação do segmento cicloidal	
h_2	Elevação do segmento de velocidade constante	
h_3	Elevação do segmento cicloidal	

h_4	Elevação do segmento harmônico	
J	Derivada de terceira ordem do perfil adimensional	
k	Constante de elasticidade	$[N/m]$
$[K]$	Matriz de rigidez	$[N/m]$
k_{cont}	Rigidez equivalente de contato	$[N/m]$
K_{eq}	Rigidez equivalente do sistema para o modelo de um grau de liberdade	$[N/m]$
K_m	Rigidez da mola para o modelo de um grau de liberdade	$[N/m]$
k_{mola}	Rigidez equivalente das molas das válvulas	$[N/m]$
k_{ponte}	Rigidez equivalente do braço da ponte de válvulas	$[N/m]$
k_{rat}	Rigidez equivalente do braço do balancim com tucho hidráulico	$[N/m]$
k_{rar}	Rigidez equivalente do braço do balancim com rolamento	$[N/m]$
k_{sede}	Rigidez equivalente da sede de válvulas	$[N/m]$
k_1	Rigidez do contato balancim com o tucho hidráulico	$[N/m]$
k_2	Rigidez da mistura óleo + ar	$[N/m]$
k_3	Rigidez para o cálculo do vazamento do tucho hidráulico	$[N/m]$
m	Massa equivalente do sistema de um grau de liberdade	$[kg]$
M	Número de indivíduos por geração	
$[M]$	Matriz de massa	$[kg]$

m_{eqBAL}	Massa equivalente do balancim para o sistema de um grau de liberdade	[kg]
m_{cha}	Massa equivalente da câmara do tucho hidráulico	[kg]
m_{MOLA}	Massa da mola	[kg]
m_{plu}	Massa equivalente do êmbolo do tucho hidráulico	[kg]
m_{PONTE}	Massa da ponte	[kg]
$m_{PRATO+TRAVA}$	Massa do prato e da trava	[kg]
m_{rar}	Massa equivalente do balancim com o rolete	[kg]
m_{rat}	Massa equivalente do balancim com o tucho hidráulico	[kg]
m_{TUCHO}	Massa do tucho hidráulico	[kg]
m_{VALV}	Massa da válvula	[kg]
N	Número de segmentos do intervalo de interpolação	
$P_{G=i}^j$	Vetor de soluções j para a geração $G = i$	
$P_{G=\alpha}^l$	Vetor mutante para a geração $G = \alpha - 1$	
$P_{G=i}^U$	Vetor de julgamento para a geração $G = \alpha - 1$	
R	Raio de curvatura	
S	Perfil adimensional	
s_k	Polinômio cúbico no segmento k	
s'_k	Derivada de primeira ordem do polinômio cúbico no segmento k	

s_k''	Derivada de segunda ordem do polinômio cúbico no segmento k	
t	Tempo	[s]
T	Tempo adimensional	
T_i	Posição do nó de interpolação no eixo das abscissas	
V	Derivada de primeira ordem do perfil adimensional	
v	Deslocamento da válvula no sistema de um grau de liberdade	[m]
\dot{v}	Velocidade da válvula no sistema de um grau de liberdade	[m/s]
\ddot{v}	Aceleração da válvula no sistema de um grau de liberdade	[m/s ²]
w	Velocidade angular do camo	[rad/s]
x	Variável de projeto	
x_p^I	Limite inferior da variável de projeto p	
x_p^S	Limite superior da variável de projeto p	
x_{valv}	Deslocamento da válvula no tempo	[m]
\ddot{x}_{valv}	Aceleração da válvula no tempo	[m/s ²]
X_1	Deslocamento da massa m_{rar}	[m]
X_2	Deslocamento da massa m_{rat}	[m]
X_3	Deslocamento da massa m_{val}	[m]
X_4	Deslocamento da massa m_{plu}	[m]
X_5	Deslocamento da massa m_{cha}	[m]

\dot{X}_1	Velocidade da massa m_{rar}	[m/s]
\dot{X}_2	Velocidade da massa m_{rat}	[m/s]
\dot{X}_3	Velocidade da massa m_{val}	[m/s]
\dot{X}_4	Velocidade da massa m_{plu}	[m/s]
\dot{X}_5	Velocidade da massa m_{cha}	[m/s]
\ddot{X}_1	Aceleração da massa m_{rar}	[m/s ²]
\ddot{X}_2	Aceleração da massa m_{rat}	[m/s ²]
\ddot{X}_3	Aceleração da massa m_{val}	[m/s ²]
\ddot{X}_4	Aceleração da massa m_{plu}	[m/s ²]
\ddot{X}_5	Aceleração da massa m_{cha}	[m/s ²]
y	Perfil do camo	[m]
y'	Velocidade do camo	[m/s]
y''	Aceleração do camo	[m/s ²]
y'''	<i>Jerk</i> do camo	[m/s ³]
Y	Entrada de movimento do sistema dinâmico	[m]
\dot{Y}	Derivada de primeira ordem da entrada de movimento do sistema dinâmico	[m/s]

Letras Gregas

β	Posição angular do camo
β_0	Posição angular correspondente ao máximo deslocamento

β_1	Duração do primeiro segmento cicloidal	
β_2	Duração do primeiro segmento de velocidade constante	
β_3	Duração do segundo segmento cicloidal	
β_4	Duração do segmento harmônico	
β_7	Duração do segundo segmento de velocidade constante	
φ	Ângulo de pressão	[rad]

Sumário

Capítulo 1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa	1
1.2	O Trem de válvulas	2
1.3	O problema da modelagem dinâmica do trem de válvulas	8
1.4	O problema da otimização do trem de válvulas	13
1.5	Objetivos do trabalho	17
1.6	Divisão do trabalho	18
Capítulo 2	REPRESENTAÇÃO DO PERFIL	19
2.1	O perfil do camo	19
2.2	Interpolação do perfil	23
2.3	Parametrização do perfil pela curva de deslocamento	34
2.4	Parametrização do perfil pela curva de aceleração	40
Capítulo 3	MODELO DINÂMICO	45
3.1	Modelo de um grau de liberdade	45
3.2	Modelo de cinco graus de liberdade	47
3.2.1	Modelo do balancim	48
3.2.2	Modelo da válvula e da sede	49
3.2.3	Modelo do tucho hidráulico	51
Capítulo 4	EVOLUÇÃO DIFERENCIAL	55
4.1	Formulação geral da otimização	55
4.1.1	Classificação com relação à restrição	55
4.1.2	Classificação com relação ao número de variáveis de projeto	56
4.1.3	Classificação com relação ao número de objetivos	56

4.1.4	Classificação com relação ao método de busca	58
4.2	Otimização heurística	59
4.3	Evolução diferencial	63
4.4	Otimização do trem de válvulas	70
Capítulo 5	RESULTADOS	74
5.1	Resposta dinâmica da válvula	74
5.1.1	Diferença de resposta entre modelos	74
5.1.2	Resposta inicial dos perfis parametrizados	76
5.2	Otimização do perfil real sem parametrização	78
5.3	Otimização com perfil parametrizado pelo deslocamento	84
5.3.1	Maximização da área pela duração das rampas @ 2500rpm	84
5.3.2	Minimização da aceleração pela duração das rampas @ 2500rpm	87
5.4	Otimização com perfil parametrizado pela aceleração	89
5.4.1	Parâmetros de abertura	90
5.4.2	Parâmetros de fechamento	99
5.4.3	Otimização ponderada	113
5.4.4	O perfil ótimo e a rotação	120
5.4.5	Segmento parabólico	126
Capítulo 6	CONCLUSÕES	134
6.1	Conclusão	134
6.2	Sugestões para próximos trabalhos	136
	REFERÊNCIAS	137

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica das pesquisas envolvendo a dinâmica de trens de válvulas e a busca pelo projeto ótimo. Também serão apresentados os objetivos e a divisão do trabalho.

1.1 Justificativa

O trem de válvulas é um subsistema de veículos automotores que sofre com carregamentos intensos durante o ciclo de operação, o que contribui para muitos fenômenos dinâmicos no sistema. Teodorescu *et al* (2005) afirmam que altas acelerações podem causar esforços excessivos nos componentes, perda de contato entre camo e seguidor (o que interfere no objetivo do sistema: de controlar o movimento do seguidor) e até demasiado impacto entre os componentes (especialmente entre sede da válvula-cabeçote e camo-seguidor). Todas essas condições adversas cooperam para que o motor não opere em sua condição ótima, causando perda de potência.

De acordo com Qiu *et al* (2005), esses fenômenos indesejados são atribuídos às características cinemáticas e cinéticas do mecanismo e, assim, podem ser atribuídos ao projeto do perfil do camo, que define diretamente todo o movimento do sistema. Por isso, para uma melhor compreensão desses fenômenos, pesquisadores têm utilizado modelos dinâmicos flexíveis de massas concentradas que representam o trem de válvulas e estudado a resposta dinâmica do sistema para diferentes perfis de camo.

O avanço dos modelos dinâmicos permite que efeitos dinâmicos indesejados sejam melhor compreendidos e reduzidos. Por exemplo, a minimização dos picos de aceleração pode resultar em redução de esforços e aumentar a vida útil dos componentes do trem de válvulas.

Por representar a restrição direta de entrada e saída dos gases na câmara de combustão, o trem de válvulas afeta diretamente a eficiência do motor (JAMKHANDE, 2012) e as emissões de exaustão (WENZHI, 2004). Este fator pode ser levado em consideração em estudos cujo objetivo é aumentar a eficiência energética do motor. Um grande desafio é implementar melhorias no sistema de modo que a resposta dinâmica esteja em níveis adequados de projeto e que a eficiência do motor seja garantida. Metodologias de pesquisa como estas estão recentemente sendo incentivadas por iniciativas governamentais, como o decreto nº7819/2012. Este decreto, sancionado em 2012, regulamenta o Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores, conhecido como Inovar-auto e vigora entre 2013 e 2017. A principal meta do programa é incentivar o aumento da eficiência energética dos veículos e reduzir o consumo de combustível. Além disso, para ter acesso aos benefícios do programa, os fabricantes deverão realizar investimentos em pesquisa e desenvolvimento. No caso de veículos pesados, como caminhões e ônibus, há apenas a exigência de investimentos em atividades de pesquisa e desenvolvimento. A próxima sessão deste trabalho detalha o trem de válvulas e seus componentes (BRASIL, 2014).

1.2 O trem de válvulas

Projetistas de mecanismos são postos frente a uma demanda por sistemas com velocidade de operação e nível de confiabilidade mais altos. Os sistemas mecânicos projetados hoje operam em um nível onde o posicionamento de cada um de seus componentes através do ciclo de operação é complexo e exige alta precisão. Esses mecanismos podem ter as mais variadas concepções, tais como hidráulica, pneumática e elétrica, mas a forma mais básica e simples deles se dá na forma de dispositivos mecânicos (TESAR, 1976), como, por exemplo, no uso de engrenagens para transmissão de potência mecânica ou acionamentos do tipo camo-seguidor.

Sistemas camo-seguidor estão entre os elementos de máquinas mais utilizados em sistemas mecânicos (MAHYUDDIN,1993). Seu uso é muito difundido na concepção de sistemas de acionamento mecânico. Este é um modo simples de gerar movimentos complexos de alta repetição e confiabilidade, apresentando menores custos (DOUGHTY,1988).

No seu uso mais genérico, o camo representa a entrada de movimento no sistema de transmissão. O seguidor, o componente que tem contato direto com o camo, é a saída de movimento: o camo compele um movimento específico ao seguidor por meio de contato direto. Mesmo que o camo seja acionado com velocidade angular constante, o seguidor se movimentará de forma bem mais complexa. Na Figura 1.1 pode-se ver um camo e sua forma característica. Geralmente, os camos possuem uma forma lobular (ANDREATTA, 2010).

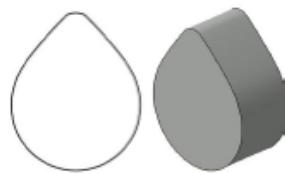


Figura 1.1 - Vista frontal e isométrica do perfil de um camo (ANDREATTA, 2010).

Os sistemas camo-seguidor podem ser classificados de acordo com: o tipo de seguidor, o tipo de camo ou com relação a ambos (ROTHBART, 2004). Com relação ao seguidor, esses sistemas podem ser classificados com relação ao tipo de movimento do seguidor, ao tipo de superfície de contato, ao deslocamento (“*offset*”) da linha de ação do seguidor com relação ao centro do camo e à restrição de movimento do seguidor em relação ao camo. A Figura 1.2 mostra o sistema camo-seguidor com diferentes configurações de superfície de contato do seguidor com o camo.

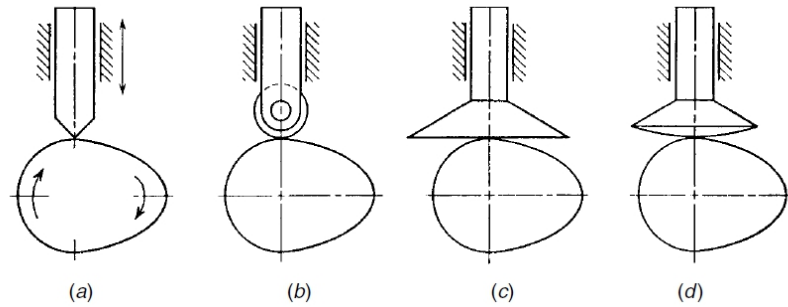


Figura 1.2 - Tipos de superfície de contato:

(a) pontiaguda, (b) rolete, (c) plana e (d) arredondada (ROTHBART, 2004).

Com relação à manufatura, geralmente camos são fabricados em centros de usinagem CNC, no qual um micro controlador determina a posição da fresa e do rebolo (ROTHBART, 2004). Ainda na etapa de projeto, determina-se o perfil do camo que irá resultar na saída de movimento desejada no seguidor. Designa-se perfil, ou curva do camo, à parte dinamicamente ativa e responsável pela execução do objetivo do sistema (REEVE, 1995). Em outras palavras, o perfil corresponde à superfície do camo que, quando em contato com o seguidor, o faz ter movimento. Portanto, o movimento transmitido pelos sistemas camo-seguidor tem dependência com o perfil do camo.

Conforme mencionado, os sistemas camo-seguidor são encontrados em muitos tipos de mecanismos e máquinas (por exemplo: sistemas de extração de moldes, sistemas microeletrônicos, máquinas têxteis, maquinário agrícola) (ROTHBART, 2004). Uma das aplicações de camos é no setor automotivo, mais especificamente nas árvores de comando de válvulas de admissão e escape. Um exemplo de trem de válvulas é mostrado na Figura 1.3. Neste sistema, o principal objetivo do sistema camo-seguidor é converter o movimento de rotação do camo em movimento periódico de translação do seguidor por meio de suas características geométricas específicas de tal forma que a válvula abra e feche nos tempos corretos.

De acordo com Heywood (1988), essas válvulas são a mais importante restrição de fluxo no sistema de admissão e exaustão de motores quatro tempos, afetando a eficiência volumétrica de enchimento e esvaziamento da câmara de combustão.

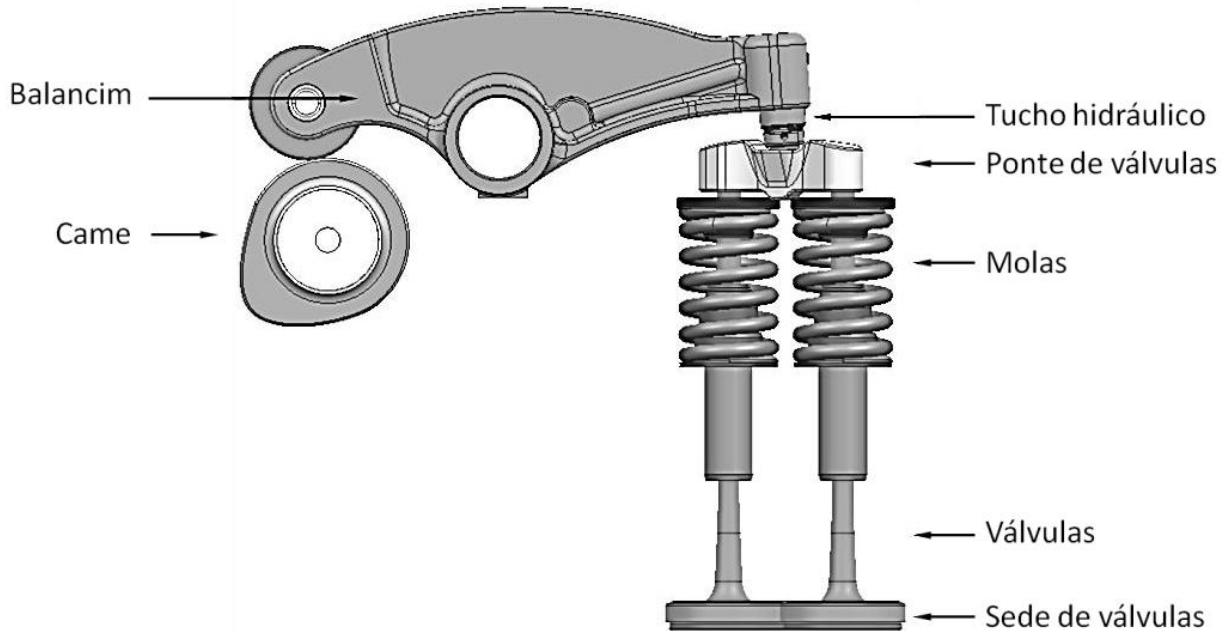


Figura 1.3 - Trem de válvulas (TOMOYOSE, 2013).

O trem de válvulas é comandado pela árvore de comando de válvulas. Ela é um eixo com camos dispostos ao longo do seu comprimento. A Figura 1.4 mostra um exemplo de uma árvore de comando de válvulas. Obviamente, o número de camos depende do número de cilindros e válvulas. Para motores quatro tempos, a relação de transmissão entre árvore de manivelas e o eixo de comando de válvulas é, geralmente, de 1/2 (ANDREATTA, 2010). Isso faz com que as válvulas abram uma vez ao fim dos quatro tempos do motor.



Figura 1.4 - Árvore de comando de válvulas (ANDREATTA, 2010).

O movimento de rotação dos camos é transmitido ao elemento que estiver diretamente em contato com ele. Eles transferem o movimento do camo para a abertura e fechamento da válvula. Portanto, essa transmissão depende da configuração do sistema. A Figura 1.5 mostra algumas possibilidades de configuração do sistema de acionamento de válvulas.

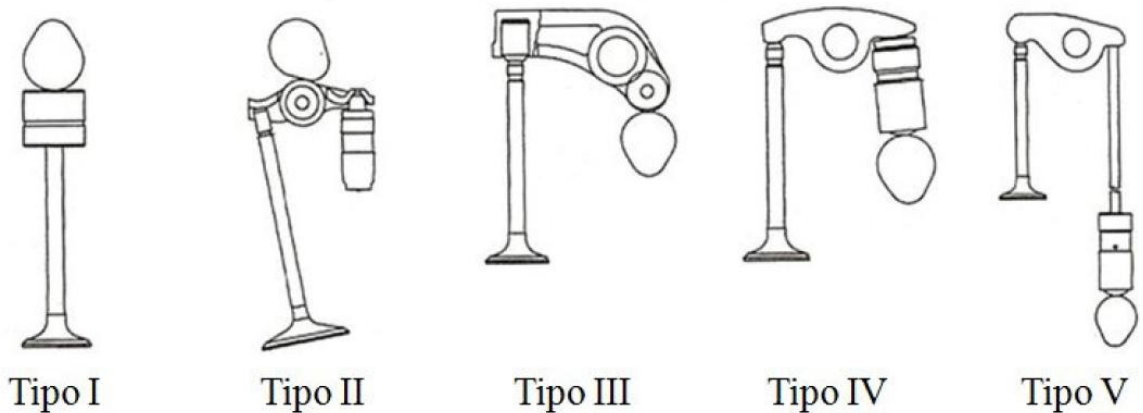


Figura 1.5 - Tipos diferentes de acionamento das válvulas (WANG, 2007).

Segundo Andreatta (2010), o tipo I é de excelente aplicação para motores de alta rotação, porém já não é tão bom quanto ao tipo II para atrito, pois o mesmo possui um rolete. Andreatta ainda afirma que o tipo V permite que a árvore de comando de válvulas esteja no bloco, porém, devido à reduzida rigidez, normalmente é utilizado somente em motores de menor rotação. Como

se pode notar, a aplicação de cada configuração depende das condições a que o sistema será submetido, cabendo análise dos projetistas.

A mola da válvula é de suma importância para evitar o desacoplamento entre os elementos do sistema através de sua pré-carga. Já as válvulas acionadas por esse sistema são localizadas nos limites que separam os condutos de admissão e escapamento da câmara de combustão.

Outro componente importante presente em trens de válvulas é o tucho hidráulico. O tucho hidráulico é utilizado em trens de válvulas para eliminar folgas do sistema (TOMOYOSE, 2013). O tucho é composto por um êmbolo e uma câmara, no qual o movimento relativo dos dois é responsável pela retenção ou vazamento de óleo no seu interior, eliminando a folga estática das válvulas e assegurando uma operação com baixo ruído. A Figura 1.6 mostra em detalhe o tucho hidráulico montado no balancim.

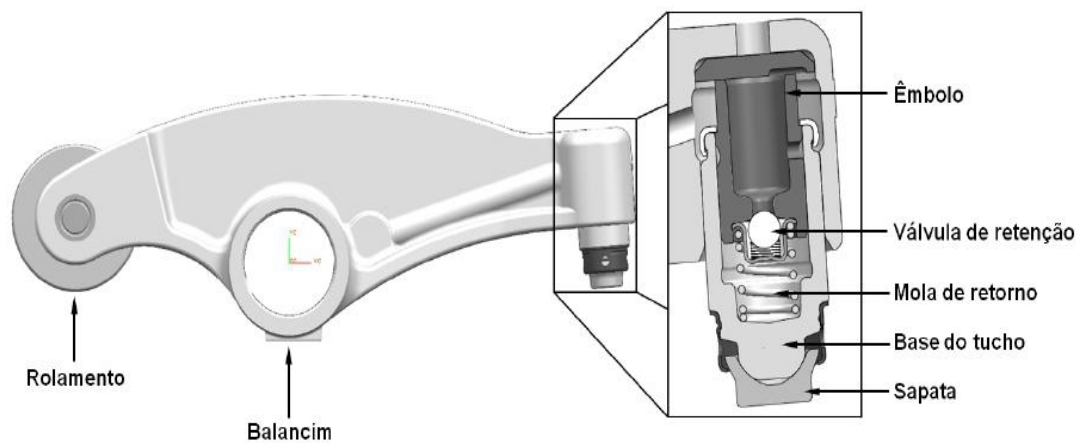


Figura 1.6 - Detalhe do tucho hidráulico (TOMOYOSE, 2013).

A próxima sessão deste capítulo trata da questão da modelagem dinâmica desse mecanismo.

1.3 O problema da modelagem dinâmica do trem de válvulas

Segundo Chen (1977), até o início do século XX, o desenvolvimento de um mecanismo camo-seguidor considerava análises e projetos feitos manualmente, o que forçava os projetistas a usarem hipóteses simplificadoras, como assumir que os mecanismos eram compostos por corpos rígidos. Chen ainda diz que os engenheiros tinham como base para projeto de camos apenas conhecimentos empíricos e testes com protótipos, sendo obrigados a determinar o perfil do camo por métodos gráficos.

Trabalhos significativos na área de projetos de mecanismos do tipo camo-seguidor começaram a surgir a partir da década de 1930, como os trabalhos de Marti (1936), Dejuhasz (1938) e Nakanishi (1941).

No início da década de 1930, os motores começaram a operar em faixas de velocidade mais elevadas. Isso resultou em falhas no sistema que não puderam ser compreendidas por nenhum método convencional de análise daquele período (CHEN, 1977). Logo, culpou-se a vibração da mola da válvula pelo mal funcionamento do sistema. Assim, os esforços de pesquisa iniciais em trens de válvulas foram direcionados a problemas com a mola das válvulas, como, por exemplo, os trabalhos de DeJuhasz (1938) e Marti (1936), que focavam na vibração da mola da válvula automotiva. O problema da vibração da mola também foi abordado por Nakanishi (1941), que a estudou para sistemas aeronáuticos.

Desde então percebeu-se que a forma vigente de projeto desses mecanismos já não era suficiente para uma análise completa. Os conceitos de rigidez dos corpos tiveram que ser incorporados nas análises, como apontou Olmstead (1939).

O estudo sistemático das características dinâmicas de sistemas operados por camos foi inicialmente conduzido no início da década de 1950 (CHEN, 1977). O autor ainda afirma que esses estudos mostraram que o perfil de camo, os seus parâmetros cinemáticos e a resiliência do conjunto camo-seguidor têm efeito direto nas características da resposta do sistema, tais como:

taxa de desgaste, amplitude de vibração e geração de ruído, portanto sobre a vida útil dos elementos do mecanismo.

As primeiras simulações dinâmicas surgiram nesta década. Pesquisa começaram apenas com a inclusão da rigidez do seguidor, tratando o camo e a árvore de comando como rígidos (MAHYUDDIN, 1993). Um desses primeiros trabalhos foi de Hrones (1948), que modelou o sistema camo-seguidor como um sistema massa mola simples utilizando um sistema analógico. Mitchell (1950) fez a primeira verificação experimental da dinâmica de um sistema de acionamento de válvulas. Ele estudou a vibração do seguidor para diferentes perfis, mas não obteve nenhuma conclusão a respeito da influência dos parâmetros. Mais tarde, Barkan (1953) incluiu no modelo de um grau de liberdade um elemento de dissipação de energia na forma de amortecimento viscoso.

Turkish (1953) introduziu técnicas para medir a frequência de vibração e a aceleração de válvulas monitorando a velocidade do camo através de um transdutor magnético de velocidade. Ele também empregou um analisador eletrônico de aceleração na medida da aceleração real da válvula.

Até então os modelos propostos eram muito simplificados, consistindo apenas de sistemas lineares compostos de equações diferenciais ordinárias. Um exemplo desse tipo de sistema é mostrado na Figura 1.7.

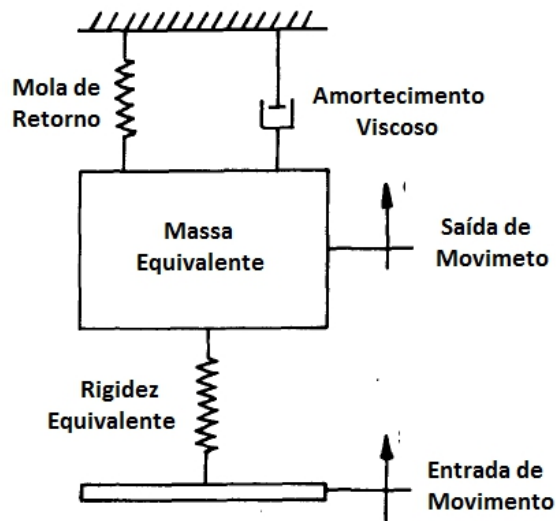


Figura 1.7 - Modelo simples de um grau de liberdade. Editado de Tesar *et al* (1976).

Nos anos seguintes, sendo também auxiliados pelo avanço das técnicas de processamento de dados, estudos como os de Hundal (1962), Johnson (1962) e Eiss (1964) aperfeiçoaram os modelos existentes com inserção de efeitos não-lineares e múltiplos graus de liberdade nos modelos flexíveis. Bloom e Radcliffe (1964) introduziram o efeito da rigidez da árvore do comando de válvulas na dinâmica do sistema. Koester (1974) simulou o comportamento dinâmico em regime transiente para sistemas de um grau de liberdade e com múltiplos graus de liberdade. O autor concluiu que a frequência natural fundamental do sistema se sobrepõe à frequência em regime transiente. Já Matthew e Tesar (1976) utilizaram um sistema de um grau de liberdade com objetivo de validar regras básicas de projeto de mecanismos com camos.

Com o passar dos anos e o avanço dos recursos computacionais, os modelos dinâmicos de trens de válvula foram ficando cada vez mais sofisticados e mais fenômenos puderam ser explorados. Alguns pesquisadores dedicaram-se a estudar o efeito do desacoplamento entre componentes, também conhecido como descolamento. Akiba e Shimizu (1981) pesquisaram a perda de contato entre componentes com um sistema de dois graus de liberdade. Mais tarde, Lee e Patterson (1997) desenvolveram um modelo com rigidezes não lineares para simular a perda de contato entre os componentes. Outros pesquisadores dedicaram-se e incorporar subsistemas ao

modelo, como Philips *et al* (1989), que modelou o sistema com o tucho hidráulico. Anos depois, Philips *et al* (1991) acrescentaram os efeitos dos gases de escape neste modelo dinâmico.

Saka e Ylmaz (1992) investigaram a vibração torcional da árvore de camos devido ao torque variável exercido pelo seguidor. Eles concluíram que a vibração torcional afeta o movimento do seguidor e causa desvios consideráveis na aceleração dele. Mahyuddin (1993) desenvolveu um método para analisar a estabilidade de um trem de válvulas automotivo através de um modelo de um grau de liberdade.

Mais recentemente, Andreatta (2010) modelou um trem de válvulas para motor Diesel. Ele construiu um modelo cinemático que, através do camo dado, poderia prever a abertura, velocidade e aceleração da válvula. Também construiu um modelo dinâmico de quinze graus de liberdade e comparou os valores obtidos nos parâmetros da válvula para cada modelo em baixa e alta rotação. Ele concluiu que o modelo dinâmico é essencial para o cálculos dos esforços e para o projeto de um trem de válvulas. Depois, Tomoyose (2013) criou um modelo de cinco graus de liberdade para o trem de válvulas automotivo de um motor Diesel. Nele foram introduzidos os efeitos de contato não linear entre os componentes, o modelo dinâmico do tucho hidráulico e os efeitos da pressão residual na câmara de combustão. Ele concluiu que a inserção desses três efeitos no modelo é bastante significativa, fazendo com que os dados simulados sejam mais correlatos com as medições experimentais.

Hoje os modelos dinâmicos apresentam alto grau de complexidade e representam muito bem os sistemas reais, como mostram os trabalhos de Andreatta (2010) e Tomoyose (2013). A Figura 1.8 mostra, como exemplo, um dos modelos desenvolvidos por Andreatta.

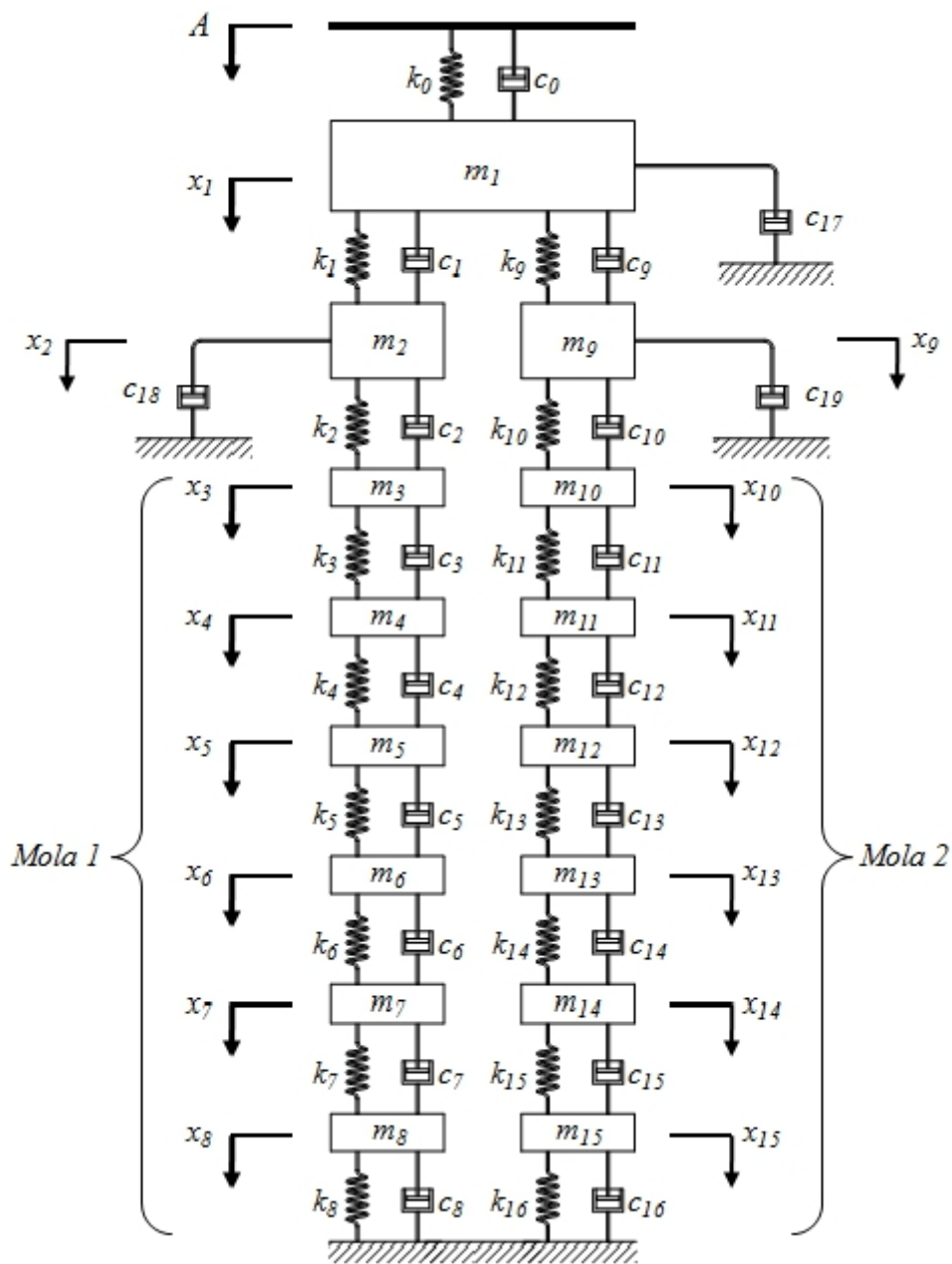


Figura 1.8 - Modelo desenvolvido por Andreatta (2010).

Contudo, desde os primeiros modelos desenvolvidos no início da década de 1950 até os modelos atuais bem mais complexos e sofisticados, o objetivo da modelagem dinâmica ainda é o mesmo: a previsão de funcionamento do mecanismo em diferentes condições.

Mesmo quando os trens de válvulas tinham seu projeto baseado em análises cinemáticas de corpos rígidos, o objetivo principal dessa modelagem era a possibilidade de engenheiros fazerem previsão do funcionamento do mecanismo em diferentes condições. O problema é que essa modelagem simples apenas representa satisfatoriamente o sistema para baixas rotações (MAHYUDDIN, 1993). No entanto, em altas rotações, muitos fenômenos continuavam a não ser explicados e compreendidos.

Os modelos dinâmicos completos permitiram que fosse possível compreender fenômenos em diversas faixas de operação do motor e, mais importante, aumentou consideravelmente a capacidade de fazer diagnósticos e previsões de funcionamento, pois parâmetros como dissipação de energia, flexibilidade dos componentes e esforços entram em cena.

Porém, esse não é o único propósito da modelagem dinâmica. Em seu trabalho, Chen (1977) afirma que o avanço e refinamento dos modelos dinâmicos juntamente com o avanço da capacidade de processamento de dados serviriam para avanços futuros no desenvolvimento de projetos ótimos. Assim, já na década de 1970, ele caracterizava que a busca por projetos ótimos de mecanismos operados por camos seria uma das tendências de pesquisa nesta área. É justamente sobre isto que trata a próxima seção deste capítulo.

1.4 O Problema da otimização do trem de válvulas

Há uma peculiar relação funcional entre as posições do camo e do seguidor, gerando a dependência entre o perfil do camo e o comportamento dinâmico do restante do sistema. As características dinâmicas desse sistema automotivo têm dependência com a construção do perfil do camo, que é a entrada de movimento. Portanto, se a representação do perfil do camo for descontínua, o sistema pode não operar suavemente e o motor não operará em suas melhores condições.

Por exemplo, Doughty (1988) cita que, quando a curva de aceleração é descontínua, o contato entre o camo e o seguidor também é descontínuo, o que causa impacto entre os dois e gera desgaste das superfícies e problemas de vibração no sistema.

De uma maneira geral, pode-se dizer que a velocidade do seguidor, e do restante do sistema, é dependente da derivada de primeira ordem da função geradora de deslocamentos e relacionada ao perfil do camo. Da mesma forma, e a aceleração é dependente da derivada de segunda ordem desta função. Se essas curvas possuírem pontos de descontinuidade, a velocidade e a aceleração do seguidor também terão descontinuidades, que se propagarão para todos os componentes do sistema. Essa situação causa problemas operacionais ao dispositivo.

No projeto de trens de válvulas, projetistas e engenheiros procuram um sistema onde as válvulas abrem e fecham nos tempos adequados, onde a velocidade da sede da válvula seja baixa para operações suaves e onde a aceleração da válvula seja a menor possível para reduzir as forças inerciais atuantes no mecanismo que eventualmente causam desgaste nos pontos de contato (JEON, 1989). A adequação do projeto ou melhoria do mesmo acaba tomando para si a relação bilateral entre perfil e resposta do sistema: o sistema pode ser otimizado alterando-se o perfil do camo.

O objetivo de uma otimização é encontrar uma solução ótima ou um conjunto de soluções ótimas e, ao mesmo tempo, satisfazer as restrições de projeto. De uma maneira mais prática, otimizar significa determinar a melhor configuração de um projeto sem ter que testar todas as possibilidades (LOBATO, 2008), contornando o método da "tentativa e erro" e sistematizando os procedimentos de melhoria. O autor também aponta que a otimização permite diminuir o tempo dedicado ao projeto e tratar simultaneamente grande quantidade de variáveis e restrições de difícil visualização gráfica.

Historicamente, um dos primeiros relatos que se tem notícia sobre o desenvolvimento de problemas de otimização foi em 1696, quando Johann Bernoulli propôs o problema de otimização dinâmica, conhecido como problema *Brachistochrone*, que envolvia o cálculo da

forma de um fio sem atrito que faz com que um corpo inicialmente em repouso, sob ação da gravidade, se movimente para um ponto específico do fio no menor tempo possível. Newton resolveu o problema em 1667 com o cálculo variacional (LOBATO, 2008). Porém, o desenvolvimento de algoritmos para resolução numérica de problemas de otimização surgiu apenas na década de 1960, juntamente com o avanço da programação matemática. O trabalho que deu certa popularidade às técnicas numéricas foi o de Schmit (1960), que utilizou técnicas não-lineares para a otimização de um projeto estrutural.

Nas aplicações em mecanismos do tipo camo-seguidor, um dos trabalhos expoentes em otimização é o de Hirschhorn (1962), que analisou o efeito do raio base do camo na resposta dinâmica do sistema. Depois, Stoddart (1965) desenvolveu um método polinomial para projeto de curva de camo que leva em conta as características dinâmicas do sistema. Esta abordagem se mostrou eficiente na redução de vibração residual. A curva criada foi chamada de *polydyne*, junção de polinômio e dinâmica, em inglês. Mais tarde, Kwakernaak e Smith (1968) utilizaram um modelo mecânico de um grau de liberdade e projetaram a curva do camo que reduziria a vibração residual através de programação linear e programação quadrática.

Sermon e Liniecki (1972) desenvolveram um método geométrico computacional para projetar um mecanismo camo-seguidor com seguidor de rolete. Chen e Shaha (1972) demonstraram o uso de técnicas sequenciais aleatórias de busca para determinar os parâmetros geométricos do camo para minimizar a pressão de contato entre camo e seguidor. Wiederrich (1974) propôs um método para controle dos componentes harmônicos do perfil do camo para uma faixa de velocidades utilizando um índice baseado no método dos mínimos quadrados. Chew *et al* (1983) utilizaram um sistema de um grau de liberdade para projetar o perfil do camo utilizando a teoria de controle ótimo.

A aplicação de recursos mais avançados de otimização em trens de válvulas começou a se destacar na década de 1990, após grande desenvolvimento da modelagem dinâmica e dos métodos computacionais de otimização. Jeon *et al* (1989) utilizaram um modelo dinâmico de quatro graus de liberdade e aplicaram otimização de duas etapas para melhorar o perfil do camo:

na primeira etapa, o perfil do camo foi modificado para maximizar a área da curva de levantamento e, na segunda etapa, o perfil foi modificado para reduzir os picos de aceleração, mantendo a área maximizada constante. Chew *et al* (1995) desenvolveram uma técnica de otimização baseada no método dos multiplicadores de Lagrange para reduzir vibração residual.

A otimização dos sistemas dinâmicos de trens de válvulas focava em objetivos diversos. Por exemplo, Long *et al* (2002) otimizaram o perfil do camo para evitar a colisão da válvula com o pistão do motor.

Como o espaço de busca da solução ótima é não-linear, há grande dificuldade em encontrar o ótimo global, encontrando-se muitas vezes ótimos locais. Assim, no século XXI, cientistas começaram a aplicar métodos de otimização mais sofisticados, como os métodos heurísticos.

Li *et al* (2005) otimizaram o perfil do camo utilizando algoritmos de colônia de formigas. Este algoritmo se baseia no comportamento de algumas espécies de formigas que deixam um rastro de feromônio pelo caminho que leva até uma fonte de alimento, possibilitando que outras formigas da colônia possam seguir o mesmo caminho. Assim, esse método consiste em técnicas para achar este melhor caminho até a solução ótima (fonte de alimento) (DORIGO, 2006).

Qiu *et al* (2005) desenvolveram uma rotina de otimização multi-objetivo para perfis de camos baseada num algoritmo de busca chamado *Complex Search Algorithm*, em inglês, trabalhando tanto com parâmetros cinemáticos quanto dinâmicos de um sistema de um grau de liberdade. A função objetivo recebia termos de ponderação para cada objetivo desejado. Li, Sun e Lou (2005) otimizaram o perfil do camo utilizando algoritmos genéticos.

Os trabalhos de pesquisa sempre se voltavam para a otimização do perfil como um todo. Porém, Qin e He (2010) propuseram que, se um trem de válvulas já tem suas propriedades gerais satisfatórias e apenas algumas características dinâmicas de uma seção local do perfil necessitam de melhoria, é necessário otimizar apenas a seção em questão e não o perfil como um todo. Assim, eles simularam o trem de válvulas no software ADAMS® e otimizaram localmente o

perfil do camo através de um algoritmo genético para minimizar o pico de aceleração da válvula, considerando o sistema rígido.

Mais recentemente, Qin e Chen (2014) propuseram a otimização do perfil de camos com os objetivos de maximizar a área da curva de levantamento e, ao mesmo tempo, minimizar a magnitude da aceleração do seguidor utilizando um simples método de busca. Foram utilizados camos com perfil de aceleração constante.

Pode-se notar que a busca pelo projeto ótimo de trens de válvulas é alvo de pesquisa há mais de 60 anos. Modelos dinâmicos mais sofisticados possibilitam análises mais completas, o que faz com que a otimização tenha uma maior abrangência. Porém, apenas recentemente é que métodos heurísticos estão sendo aplicados na otimização de trens de válvulas.

1.5 Objetivos do trabalho

O principal objetivo deste trabalho é aplicar um método de otimização para a função relacionado ao perfil do camo de um trem de válvulas de um motor Diesel quatro tempos, focando no método heurístico da Evolução Diferencial, até então não aplicado neste tipo de problema.

Os objetivos secundários são:

- A parametrização do perfil do camo segundo as curvas de deslocamento e aceleração.
- A otimização da área sob a curva de deslocamento da válvula.
- A otimização dos picos de aceleração da válvula.

- A otimização simultânea da área sob a curva de deslocamento e da aceleração da válvula.

1.6 Divisão do trabalho

Este trabalho foi dividido em seis capítulos, os quais compreendem:

- o capítulo 2 apresenta o processo de interpolação do perfil do camo.
- o capítulo 3 apresenta os dois modelos dinâmicos utilizados nas análises.
- o capítulo 4 apresenta o método de otimização utilizado.
- o capítulo 5 apresenta os resultados encontrados.
- o capítulo 6 descreve as conclusões do trabalho, descreve as limitações da metodologia empregada e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REPRESENTAÇÃO DO PERFIL

Neste capítulo serão apresentadas a interpolação utilizada no perfil do camo e o perfil ajustado utilizado nas simulações numéricas.

2.1 O perfil do camo

A definição de perfil do camo fica mais clara quando o camo é dividido em duas partes, como mostra a Figura 2.1. O raio base corresponde à posição de repouso do seguidor e, conseqüentemente, da válvula. Assim, o perfil fica definido como a porção dinamicamente ativa do camo, ele define a abertura e fechamento das válvulas. Portanto, é o perfil que comanda todo o comportamento do trem de válvulas (TOMOYOSE, 2013).

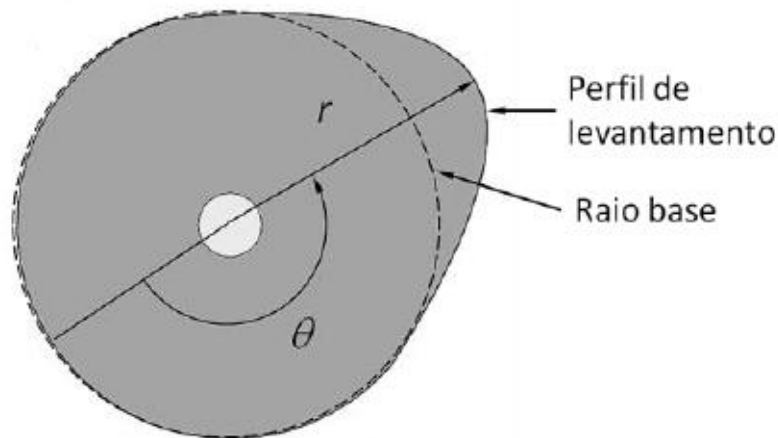


Figura 2.1 - Seção do camo (TOMOYOSE, 2013).

Em projeto, as curvas de camos são geralmente usadas na forma adimensional. De acordo com Qiu *et al* (2005), o perfil do camo fica definido como na Equação 2.1.

$$S(T) = Y(\beta)/h \quad (2.1)$$

Onde:

$$T = \beta/\beta_0 \quad (2.2)$$

Nestas equações, S é a curva do perfil adimensional, T é o tempo adimensional, β é a posição angular do camo e Y é o deslocamento do seguidor corresponde a β , β_0 é a posição angular do máximo deslocamento do seguidor e h é o máximo deslocamento do seguidor. Logo, $0 \leq T \leq 1$, $0 \leq S \leq 1$, a posição inicial é $S(0) = 0$ e a posição de máximo deslocamento é $S(1) = 1$.

Derivando S com relação a T , encontra-se a velocidade, a aceleração e o *jerk* do perfil na forma adimensional. A velocidade, a aceleração e o *jerk* são dados pelas Equações 2.3, 2.4 e 2.5, respectivamente.

$$V = V(T) = dS/dT \quad (2.3)$$

$$A = A(T) = d^2S/dT^2 \quad (2.4)$$

$$J = J(T) = d^3S/dT^3 \quad (2.5)$$

A Figura 2.2 mostra metade do perfil adimensional para as curvas harmônica e cicloidal, que são amplamente estudadas nos trabalhos de Doughty (1988) e Rothbart (2004).

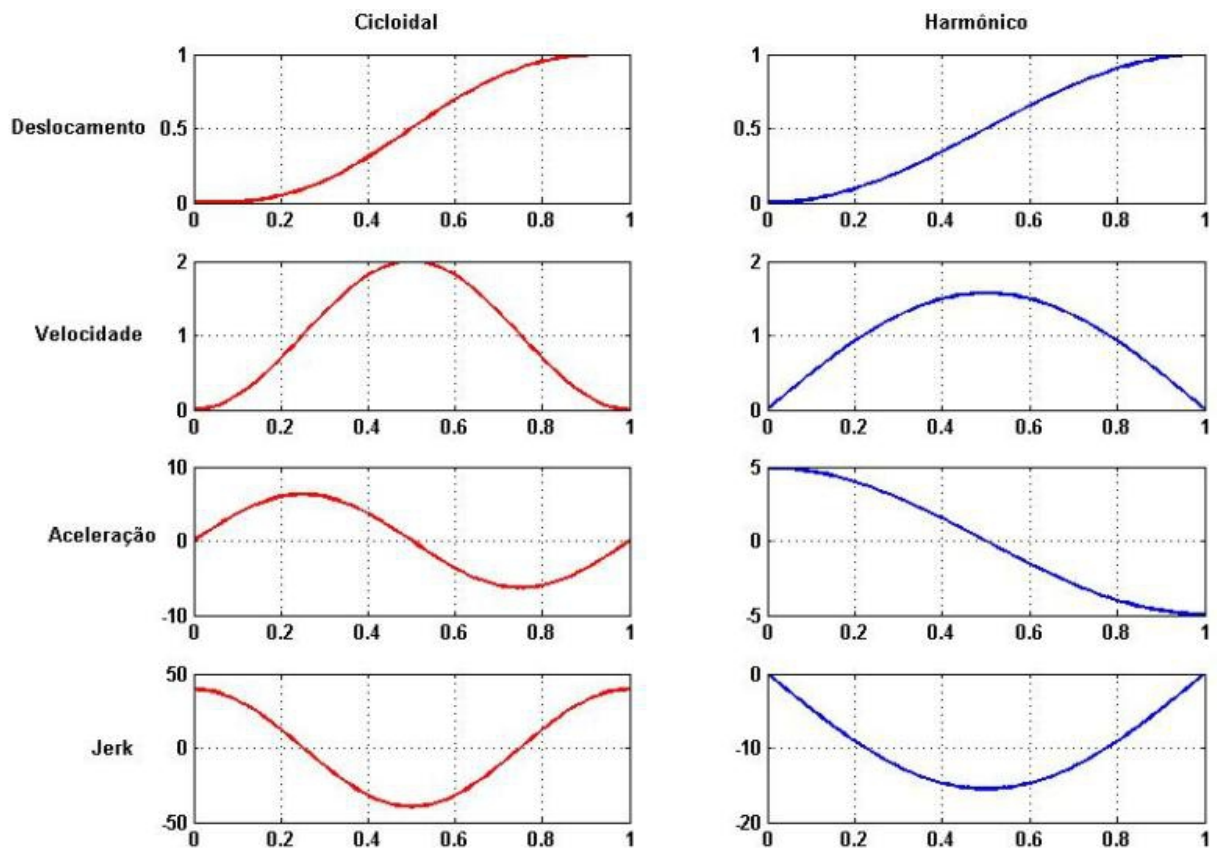


Figura 2.2 - Parâmetros cinemáticos dos perfis cicloidal e harmônico.

Essas curvas são simétricas, o que facilita análises e dá simplicidade nas construções, mas essas curvas são pouco usadas para perfis de camos no trato computacional de projetos reais. Isso se deve ao fato de que essas curvas simétricas clássicas teóricas não são adequadas quando o projeto está sujeito a uma série de restrições (CHEN, 1977).

Por exemplo, quando no projeto de camos, o projetista se depara com diversos problemas, tais como ter de satisfazer restrições de deslocamento, velocidade e aceleração. Também a continuidade da curva de deslocamento até sua segunda derivada, no mínimo, é necessária. Em camos de alta velocidade, também se torna necessária uma curva que gere baixa tendência a aceleração, *jerk* e vibração (YOON, 1993). Assim, freqüentemente o projetista tem que refinar a curva de deslocamento para reduzir picos de aceleração ou para mudar os picos de alguns parâmetros de regiões críticas (TSAY, 1988).

Além disso, para motores, as curvas necessitam de características distintas no momento de abertura e fechamento (ANDREATTA, 2010). Turkish (1946) sugere que o perfil tenha uma pequena rampa na abertura e no fechamento, ou seja, um segmento de velocidade constante na abertura e fechamento.

A função geradora de deslocamento relacionada ao perfil do camo adimensional é mostrada na Figura 2.3. Esta curva foi obtida experimentalmente por Andreatta (2010) e é referente ao perfil de um camo para um trem de válvulas de um motor Diesel. Esta curva será chamada de perfil real no restante do trabalho.

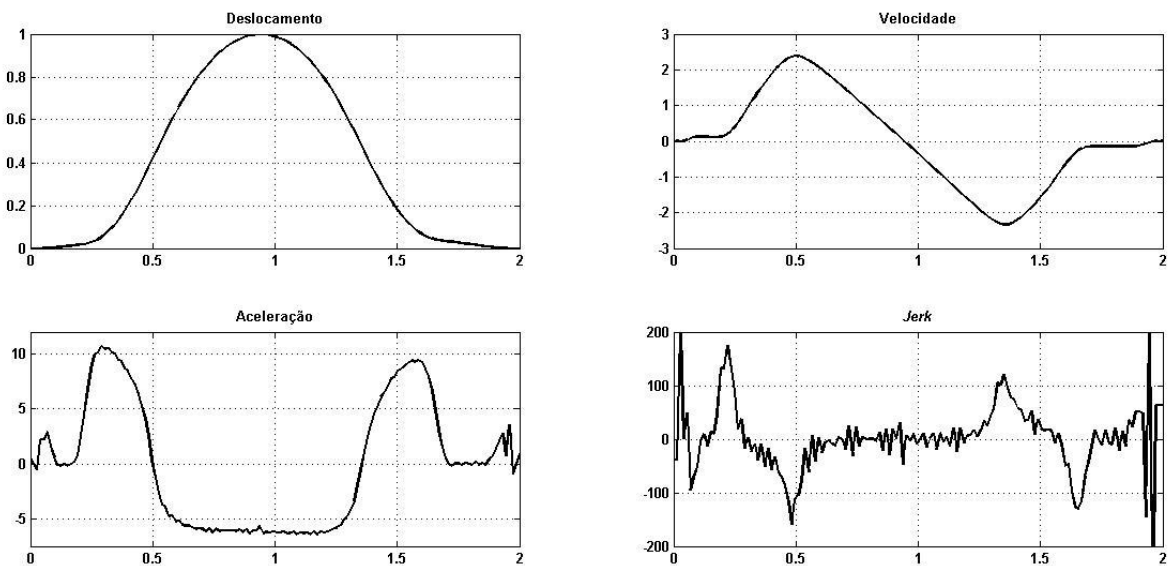


Figura 2.3 - Parâmetros cinemáticos do perfil real.

A rampa na abertura tem a função de eliminar folgas estáticas do sistema. A rampa na descida tem objetivo de minimizar impactos no fechamento da válvula. Essas rampas são usadas até hoje em projetos de motores modernos (ANDREATTA, 2010). Também percebe-se que o perfil real não é simétrico, o que provavelmente se deve às diferentes restrições de abertura e fechamento no projeto.

2.2 Interpolação do perfil

O perfil de um camo deverá ser representado por uma função matemática adequada que possibilite a simulação dinâmica e que seja flexível para as rotinas de otimização. Algumas tentativas já foram feitas para tentar a manipulação de perfis reais. Uma possibilidade é estabelecer o perfil com séries harmônicas periódicas, já que a excitação gerada pelo camo é periódica. Dessa maneira a precisão da representação fica dependente do número de termos da série de Fourier, como pode ser visto no trabalho de Baranyi (1970) e Jeon (1989). O perfil do camo seria projetado de acordo com os coeficientes da série de Fourier conforme mostra a Equação 2.6.

$$S = Re(\sum_{i=0}^n c_i e^{j\omega t i}) \quad (2.6)$$

No qual S é o perfil do camo, c_i é o coeficiente complexo da série de Fourier, w é a velocidade angular do camo e t é o tempo. Uma séria desvantagem de usar este método para representar o perfil do camo é a necessidade de truncar a série e a incerteza com relação à convergência matemática (CHEN, 1977).

O método *polydyne* (STODDART, 1965) resolve simultaneamente uma série de equações para satisfazer as restrições de projeto. Ele gera polinômios algébricos de alto grau para perfis. A Figura 2.4 mostra curvas de aceleração para polinômios de alto grau gerados, onde os índices que acompanham as curvas indicam o grau do polinômio.

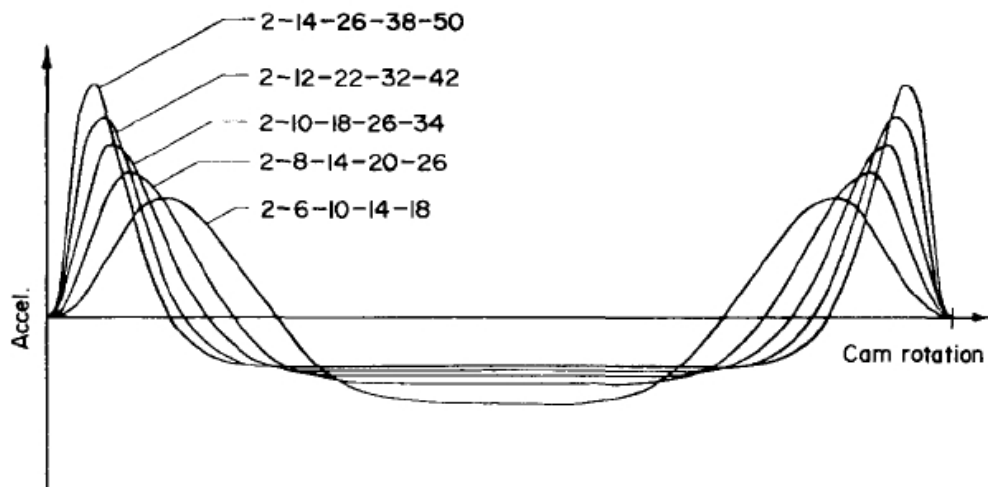


Figura 2.4 - Curvas de aceleração para perfil gerado por polinômios de alto grau (CHEN, 1977).

O uso de polinômios tem a vantagem de se realizar operações de derivação e integração pelo uso de aritmética básica (DE BOOR, 1978). Contudo, Cunha (1993) afirma que a exigência das derivadas pode se tornar um fator restritivo quando a função se encontra num intervalo extenso, tornando a representação matemática instável em alguns pontos de representação.

Uma solução de compromisso seria usar interpolação de funções polinomiais por partes (CUNHA, 1993), chamada também de “*piecewise functions*”, em inglês, para a qual a convergência é garantida, de acordo com Lopes e Ruggiero (2007). Esse tipo de interpolação garante uma pseudo-analiticidade do intervalo, permitindo certo grau de descontinuidade em alguns pontos nas derivadas de ordem elevada. O perfil todo passa a ser projetado como sistemas lineares combinados (MERMELSTEIN, 2004). Esta solução é reconhecida como estágio intermediário entre os métodos clássicos de interpolação (intervalo inteiro) e o método das diferenças finitas (contínuo discretizado) (CUNHA, 1993).

A interpolação por partes consiste em fazer uma partição determinada do intervalo (escolha dos nós). Splines serão polinômios em cada subintervalo. Esses polinômios são

acoplados convenientemente nos nós, de modo a garantir certo número de derivadas em todo intervalo. Assim, o perfil do camo é formado por segmentos polinomiais.

De acordo com Mandal e Naskar (2008), o princípio fundamental das curvas de deslocamento de camos diz que:

" A curva de deslocamento deve ser contínua até, no mínimo, a derivada de segunda ordem (aceleração) em todo intervalo"

" A curva de jerk deve ser finita em todo intervalo"

Como, na maior parte das análises, apenas a continuidade até a derivada de segunda ordem (aceleração) é adequada para camos (TSAY, 1988), splines cúbicas são usadas na interpolação do perfil.

Matematicamente, dada uma partição em N segmentos de intervalo $[0,2]$ para um perfil adimensional:

$$0 = T_0 < T_1 < T_2 < \dots < T_{N-1} = 2$$

De acordo com Cunha (2007), a função $S(T)$ associada à partição $[0,2]$ é chamada de spline cúbica se:

i. $S(T)$ é um polinômio de grau 3 em cada subintervalo $[T_i, T_{i+1}]$.

ii. $S(T)$ tem 2 derivadas contínuas em cada nó T_i , isto é, $S(T)$ é uma função com 2 derivadas contínuas em $[0,2]$.

iii. $S(T)$ é igual à função original interpolada nos nós.

Assim, um intervalo qualquer $k, k = 1, \dots, N$, há um polinômio cúbico $s_k(T)$. Esse polinômio respeita as seguintes condições mostradas nas Equações 2.7, 2.8, 2.9 e 2.10.

$$S(T) = s_k(T) \text{ para } T \in [T_{N-1}, T_N], k = 1, \dots, N \quad (2.7)$$

$$s_k(T_k) = s_{k+1}(T_k), k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.8)$$

$$s'_k(T_k) = s'_{k+1}(T_k), k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.9)$$

$$s''_k(T_k) = s''_{k+1}(T_k), k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.10)$$

As Equações 2.8 a 2.10 dizem que segmentos polinomiais sucessivos são iguais na ordenada, na primeira e na segunda derivada para o nó em comum. Escrevendo a equação do polinômio para cada intervalo como

$$s_k(T) = a_k(T - T_k)^3 + b_k(T - T_k)^2 + c_k(T - T_k) + d_k \quad (2.11)$$

O cálculo de $S(T)$ exige a determinação de quatro coeficientes para cada intervalo $(a_1, b_1, c_1, d_1, a_2, b_2, \dots, a_N, b_N, c_N e d_N)$, totalizando $4N$ coeficientes. As equações de condições para interpolação são sintetizadas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Equações para interpolação.

Condição	Quantidade de Equações
$S(T)$ é igual à função original nos nós	N+1
$s_k(T_k) = s_{k+1}(T_k)$ (continuidade de $S(T)$)	N-1
$s'_k(T_k) = s'_{k+1}(T_k)$ (continuidade de $S'(T)$)	N-1
$s''_k(T_k) = s''_{k+1}(T_k)$ (continuidade de $S''(T)$)	N-1
Quantidade = 4N-2	

Ainda existem duas condições em aberto. Elas podem ser impostas como uma inclinação para cada extremo, como $S'(T_0) = 0$ e $S'(T_{N-1}) = 0$ (LOPES, 2007), o que fornece as duas equações restantes para o sistema de equações.

Como exemplo dessa interpolação, toma-se a curva teórica harmônica, composta pela curva de subida da Figura 2.2 junto com a outra metade de descida. Dada a curva, se pontos isolados dela são tomados, espaçados de forma constante durante todo o intervalo, podemos formar nós. Variando o número de nós, pode-se ver quão bem a interpolação representa a curva real.

A Figura 2.5 mostra que, conforme são usados mais nós representativos da curva originária, o perfil formado pela spline passa a se sobrepor mais efetivamente sobre a função harmônica.

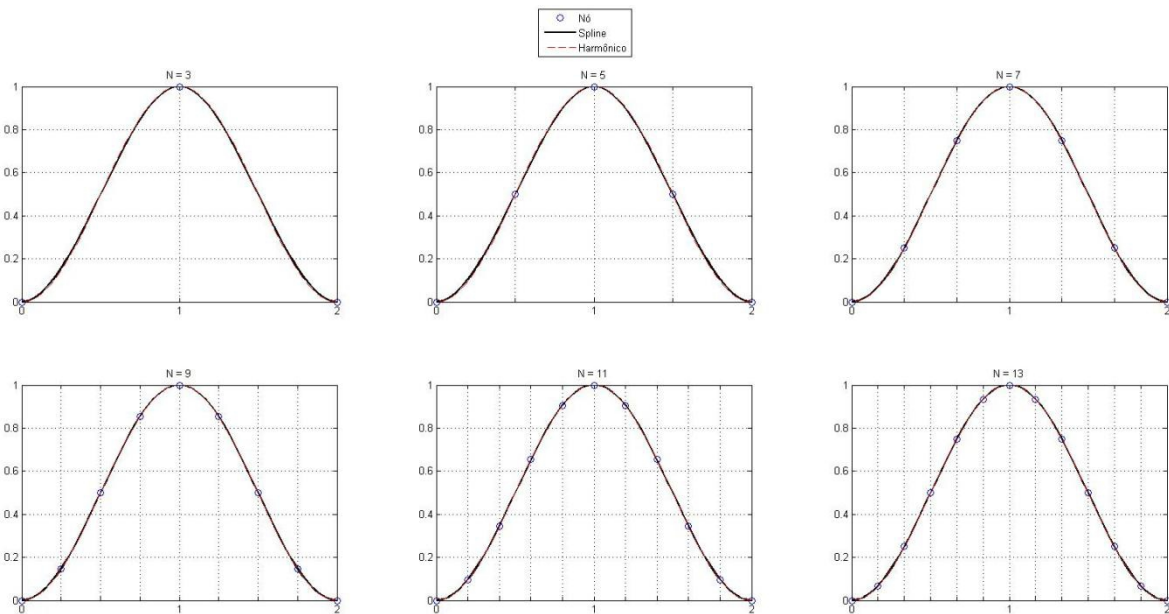


Figura 2.5 - Interpolação do perfil harmônico com splines cúbicas.

Isso fica mais evidente ainda na Figura 2.6, que mostra a diferença da curva interpolada com a função analítica do perfil. É interessante notar que, pela própria definição da interpolação, a diferença entre as curvas é nula nos nós, mas não entre os mesmos.

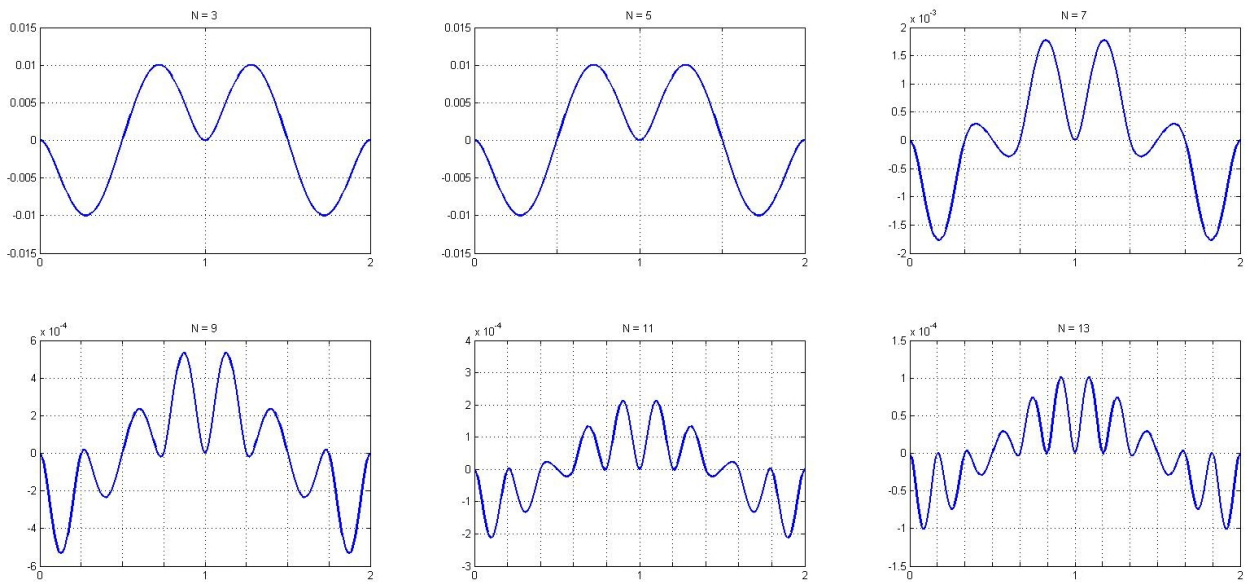


Figura 2.6 - Diferença entre o perfil analítico e o perfil interpolado.

É também possível de notar que a diferença entre as curvas diminui com o aumento do número de nós, como já era esperado. Enquanto a diferença máxima entre as curvas é da ordem de 10^{-2} para cinco nós de interpolação, o perfil interpolado com 13 nós já apresenta diferença na ordem de 10^{-4} . Nas Figuras 2.5 e 2.6, a posição dos nós é marcada pelas linhas tracejadas verticais.

A velocidade imposta ao seguidor é proporcional à derivada de primeira ordem do perfil do camo, conforme a Equação 2.3. Assim, a Figura 2.7 mostra a derivada de primeira ordem do perfil (velocidade).

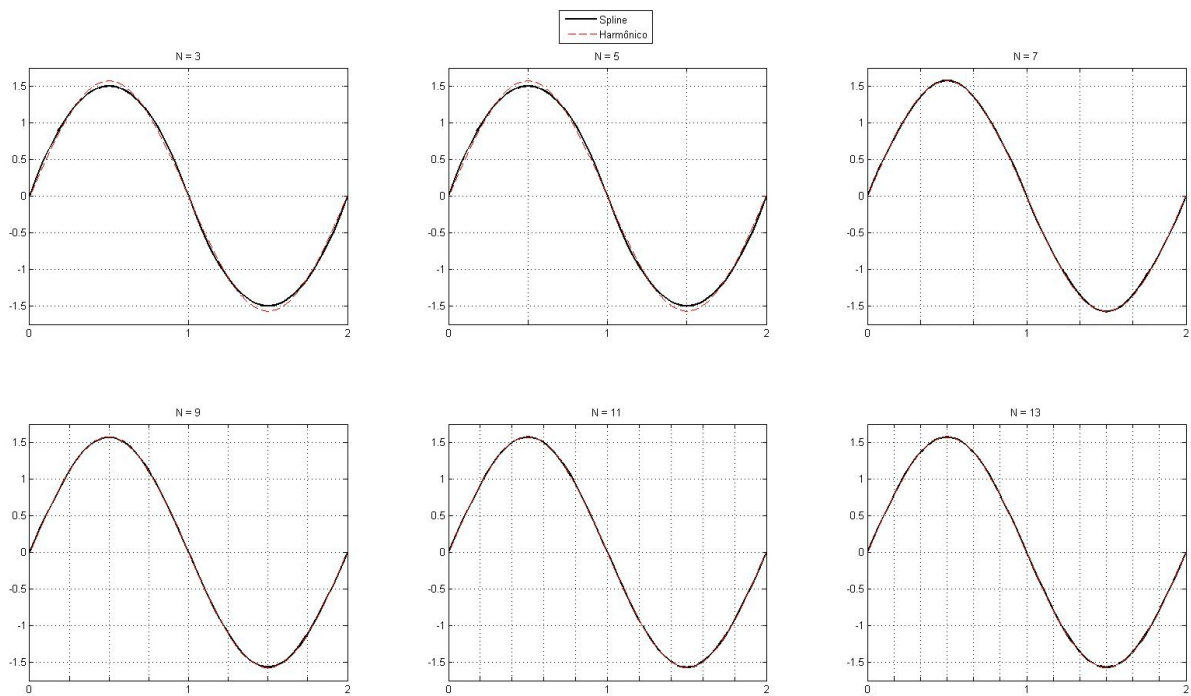


Figura 2.7 - Derivada de primeira ordem do perfil harmônico interpolado.

A derivada de primeira ordem é composta por segmentos parabólicos e a representação da curva de velocidade ainda é suave. Até na derivada o aumento do número de nós aproxima as curvas. Isso se deve ao modo como as splines cúbicas são concebidas, garantindo continuidade das curvas até a derivada de segunda ordem. A diferença entre as curvas da Figura 2.7 é mostrada na Figura 2.8.

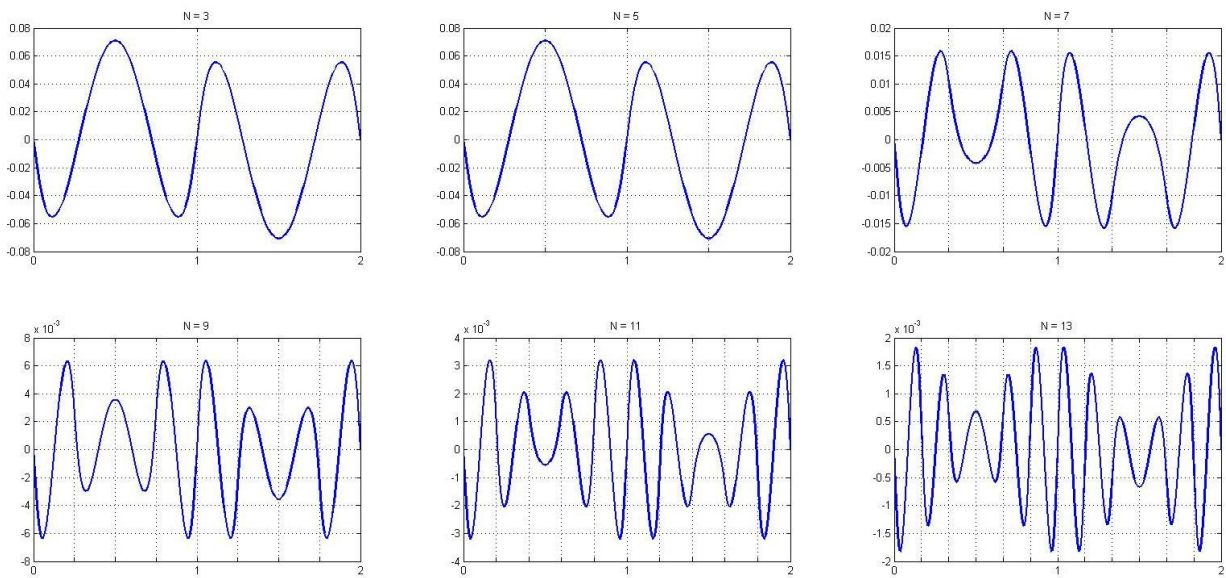


Figura 2.8 - Diferença entre as curvas de velocidade.

Ainda na derivada da curva interpolada, a diferença entre as curvas analítica e interpolada diferenciadas diminui com o aumento do número de nós. Porém, essa diferença é menos significativa do que na representação do perfil. Nos nós (linhas verticais tracejadas), a diferença já não é nula, como no perfil.

A aceleração imposta ao seguidor é proporcional à derivada de segunda ordem do perfil, conforme a Equação 2.4. A derivada de segunda ordem das curvas é mostrada na Figura 2.9.

A derivada de segunda ordem da spline (aceleração) é composta de segmentos lineares. Nas representações com baixo número de nós, a curva da aceleração apresenta pontos de inflexão nítidos, caracterizando uma curva sem suavidade.

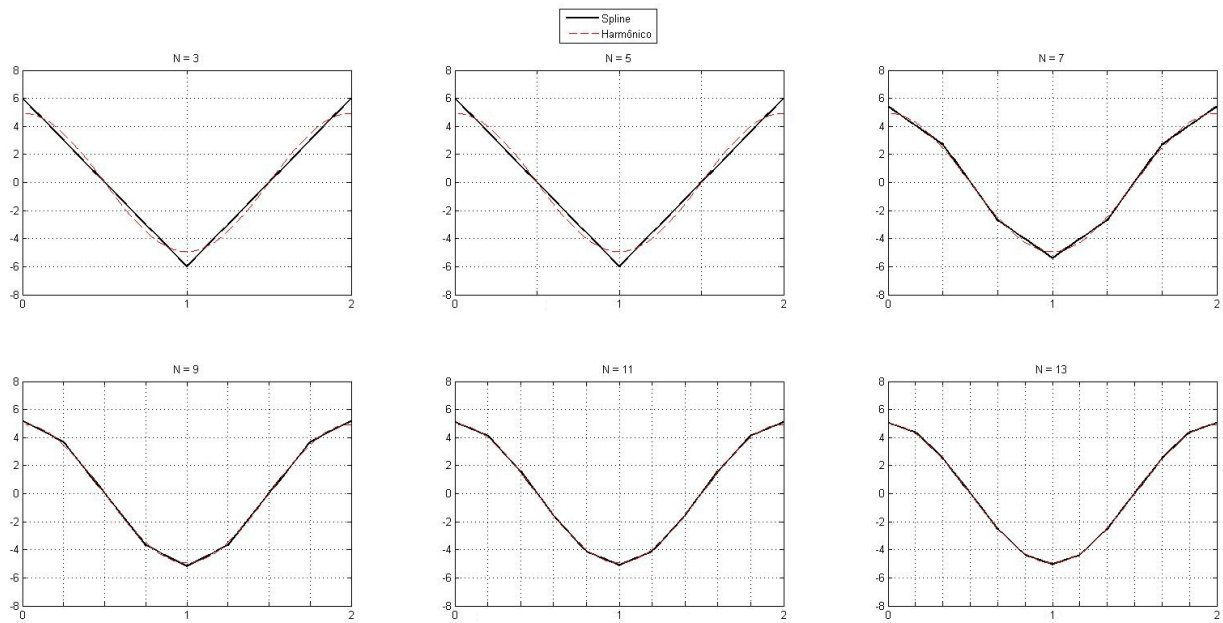


Figura 2.9 - Derivada de segunda ordem do perfil harmônico interpolado.

A Figura 2.10 mostra a diferença entre a derivada segunda das curvas analítica e interpolada. Mais uma vez, a diferença diminui com o aumento do número de nós.

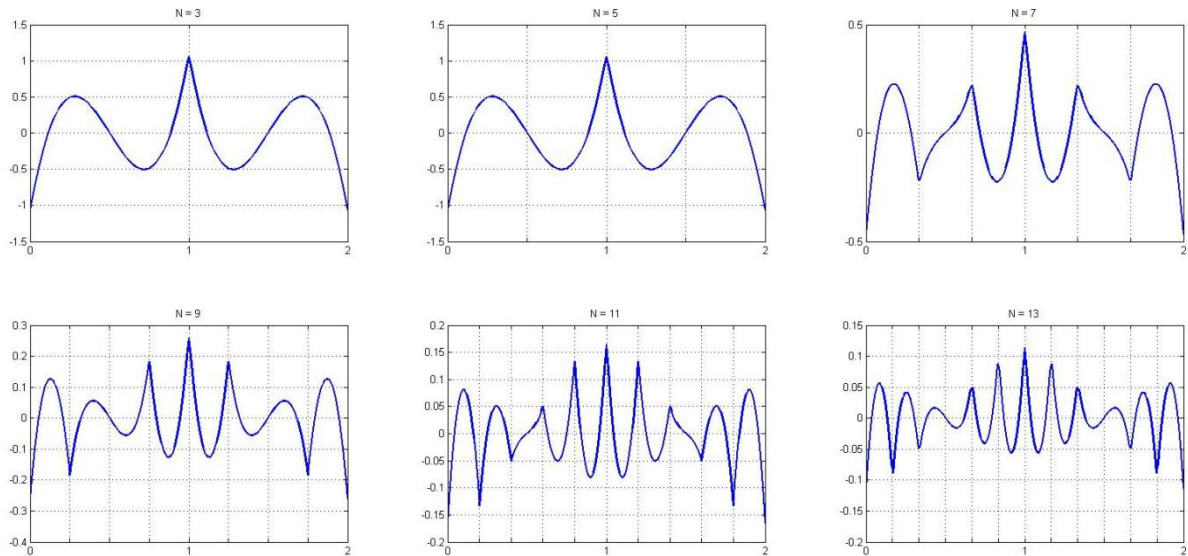


Figura 2.10 - Diferença entre as curvas de aceleração.

A taxa de variação da aceleração é chamada de *jerk*, conforme a Equação 2.5. A derivada de terceira ordem da curva do perfil é mostrada na Figura 2.11.

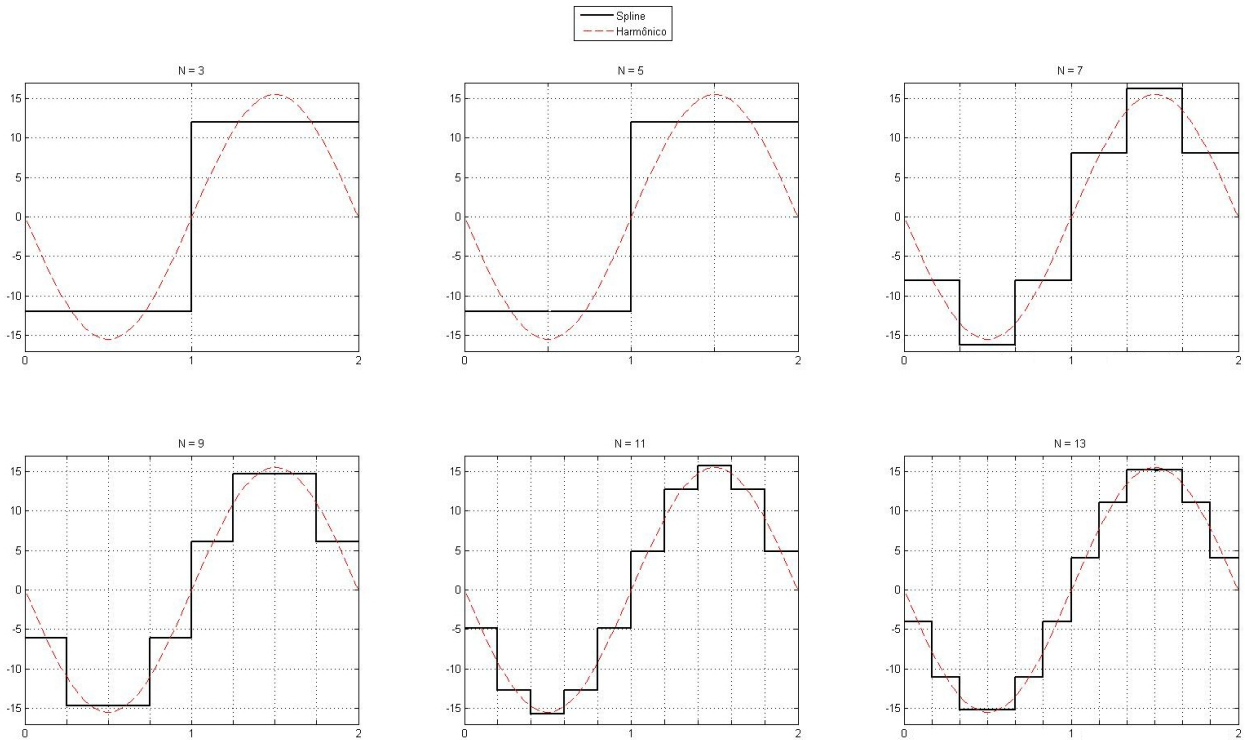


Figura 2.11 - Derivada de terceira ordem do perfil harmônico interpolado.

O *jerk* é descontínuo, formado por segmentos constantes. A descontinuidade da curva de *jerk* se deve ao fato que a interpolação por splines de grau P garante continuidade até a derivada de ordem $P-1$. Assim, splines cúbicas ($P=3$) garantem continuidade até a derivada de ordem 2, ou seja, até a curva de aceleração.

Embora a derivada da curva interpolada seja escalonada, ela tende a tomar a forma da curva de *jerk* analítica. Isso fica evidenciado na Figura 2.12, que mostra a diferença entre a curva analítica e a curva por splines. O aumento do número de nós reduz a diferença entre as curvas. Como a curva por splines é descontínua, a diferença nos nós apresenta uma descontinuidade.

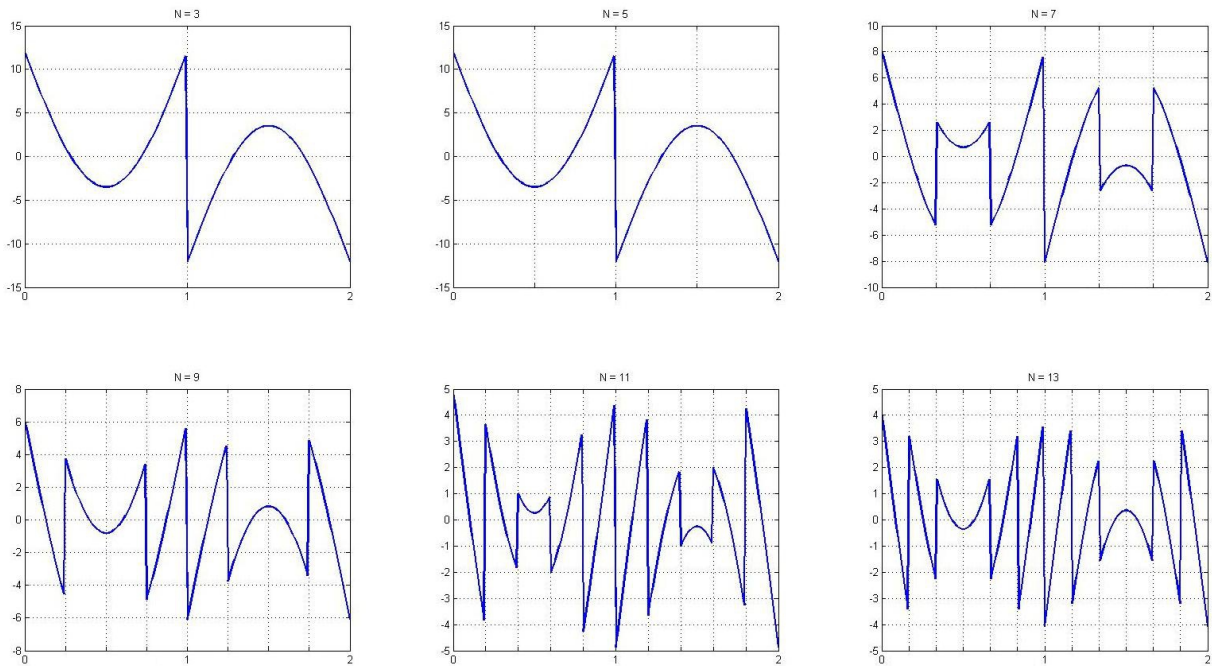


Figura 2.12 - Diferença entre as curvas de *jerk*.

A convergência dos parâmetros cinemáticos é mostrada na Figura 2.13. Pode-se ver que a derivada de menor ordem, a velocidade, converge mais rapidamente do as derivadas de maior ordem.

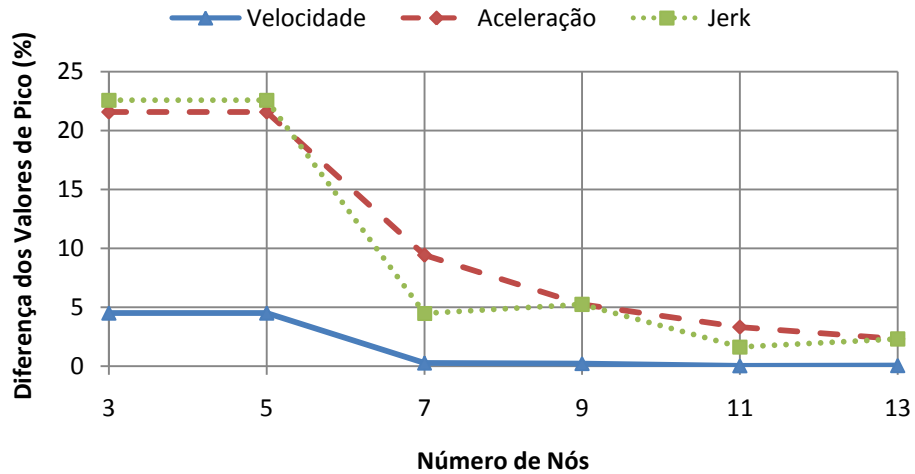


Figura 2.13 - Convergência da interpolação.

Para o perfil obtido por Andreatta (2010), mostrado na Figura 2.3, foram utilizados 130 nós.

2.3 Parametrização do perfil pela curva de deslocamento

De modo que as análises sejam possíveis, será ajustado um perfil matemático que tenha comportamento cinemático similar ao perfil mostrado, de modo que as equações possam ser alteradas e o perfil seja readequado a cada mudança. Deve-se garantir que as curvas sejam suaves e suas derivadas tenham certo grau de continuidade.

Acoplar diferentes equações de perfil de camos é um processo matematicamente trabalhoso. Portanto, será usado o método simplificado apresentado por Mabie e Reinholtz (1986). Neste método, os autores propõem famílias de curvas básicas analíticas, como harmônica e cicloidal, e as combinaram com quaisquer outras curvas. Combinando-as convenientemente nos pontos extremos, a curva do camo será contínua, suas derivadas de primeira e segunda ordem serão contínuas e a curva de *jerk* será finita. Isso está de acordo com o princípio fundamental de curvas de camos, apresentado por Mandal e Naskar (2008). Porém, será acrescentado o segmento de velocidade constante, afim de adicionar a rampa de levantamento na abertura e no fechamento.

De modo que a curva resultante acoplada represente as características gerais da curva real de um camo, foi proposta a junção de o início de uma curva cicloidal, de duração β_1 e elevação h_1 , uma curva de velocidade constante (rampa), de duração β_2 e elevação h_2 , uma outra parte de curva cicloidal, de duração β_3 e elevação h_3 , e, por fim, a parte final de uma curva harmônica, de duração β_4 e elevação h_4 . A Figura 2.14 mostra a curva de levantamento sugerida.

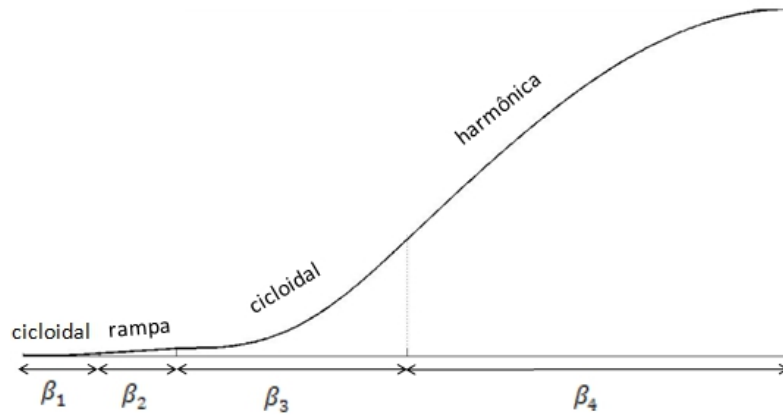


Figura 2.14 - Metade do perfil proposto.

As equações gerais de cada segmento são mostradas na Figura 2.15.

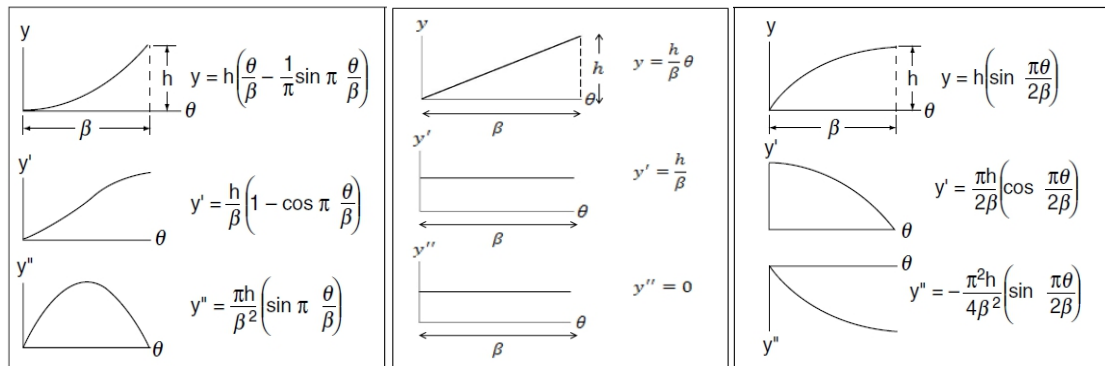


Figura 2.15 - Relações de metade de curva.

A Tabela 2.2 mostra onde a continuidade deve ser assegurada. A continuidade deve ser assegurada nos pontos onde a derivada é diferente de zero. Esses pontos são destacados em amarelo. Os pontos em vermelho indicam onde não é possível garantir a continuidade. Os pontos em preto indicam valores que são iguais automaticamente.

Tabela 2.2 - Parametrização do perfil pelo deslocamento.

	$y_{cicloid1}$ y_{rampa1}	y_{rampa1} $y_{cicloid2}$	$y_{cicloid2}$ $y_{harmônica1}$	$y_{harmônica1}$ $y_{harmônica2}$
y'	$\neq 0$ $\neq 0$	$\neq 0$ $\neq 0$	$\neq 0$ $\neq 0$	0 0
y''	0 0	0 0	0 0	$\neq 0$ $\neq 0$
y'''	$\neq 0$ 0	0 $\neq 0$	$\neq 0$ $\neq 0$	0 0
	$y_{harmônica2}$ $y_{cicloid3}$	$y_{cicloid3}$ y_{rampa2}	y_{rampa2} $y_{cicloid4}$	
y'	$\neq 0$ $\neq 0$	$\neq 0$ $\neq 0$	$\neq 0$ $\neq 0$	
y''	0 0	0 0	0 0	
y'''	$\neq 0$ $\neq 0$	$\neq 0$ 0	0 $\neq 0$	

A curva cicloidal será unida, no seu ponto extremo direito, com a curva de rampa, no seu ponto extremo esquerdo. Assim, podemos escrever que

$$y'_{CICLOIDAL1}(\theta = \beta_1) = y'_{RAMPA1}(\theta = 0)$$

$$\frac{h_1}{\beta_1} \left(1 - \cos \pi \frac{\beta_1}{\beta_1}\right) = \frac{h_2}{\beta_2}$$

$$\frac{2h_1}{\beta_1} = \frac{h_2}{\beta_2} \quad (2.12)$$

Logo depois, a curva de rampa será unida, no seu extremo direito, com uma outra curva cicloidal, num ponto escolhido arbitrariamente próximo ao seu extremo esquerdo, afim de manter homogeneidade na primeira derivada das curvas. Assim, a segunda curva cicloidal não se inicia em $\theta = 0$, mas em $\theta = N_1\beta_3$, onde $0 < N_1 < 1$.

$$\begin{aligned}
y'_{RAMPA1}(\theta = \beta_2) &= y'_{CICLOIDAL2}(\theta = N_1\beta_3) \\
\frac{h_2}{\beta_2} &= \frac{h_3}{\beta_3} \left[1 - \cos \pi \frac{N_1\beta_3}{\beta_3} \right] \\
\frac{h_2}{\beta_2} &= \frac{h_3}{\beta_3} [1 - \cos \pi N_1]
\end{aligned} \tag{2.13}$$

Essa curva cicloidal será unida, no seu extremo direito, com a curva harmônica, no seu extremo esquerdo. Portanto,

$$\begin{aligned}
y'_{CICLOIDAL2}(\theta = \beta_3) &= y'_{HARMÔNICA1}(\theta = 0) \\
\frac{h_3}{\beta_3} \left[1 - \cos \pi \frac{\beta_3}{\beta_3} \right] &= \frac{\pi h_4}{2\beta_4} \cos 0 \\
\frac{2h_3}{\beta_3} &= \frac{\pi h_4}{2\beta_4}
\end{aligned} \tag{2.14}$$

E, para garantir que elas sejam contínuas na terceira derivada,

$$\begin{aligned}
y'''_{CICLOIDAL2}(\theta = \beta_3) &= y'''_{HARMÔNICA1}(\theta = 0) \\
\frac{\pi^2 h_3}{\beta_3^3} \cos \pi \frac{\beta_3}{\beta_3} &= -\frac{\pi^3 h_4}{8\beta_4^3} \cos 0 \\
-\frac{\pi^2 h_3}{\beta_3^3} &= -\frac{\pi^3 h_4}{8\beta_4^3}
\end{aligned} \tag{2.15}$$

As duas últimas restrições se dão na duração e no deslocamento total do perfil. A duração total deve ser igual a duração da curva de levantamento, dada por

$$\beta_0 = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4 \tag{2.16}$$

O levantamento total deve ser igual ao levantamento total do seguidor, dado por

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 \tag{2.17}$$

Assim, supondo um perfil simétrico em que $h = 1$, $\beta_0 = 1$, $\beta_1 = 10\%\beta$ e $\beta_2 = 10\%\beta$, o perfil fica como mostrado na Figura 2.16.

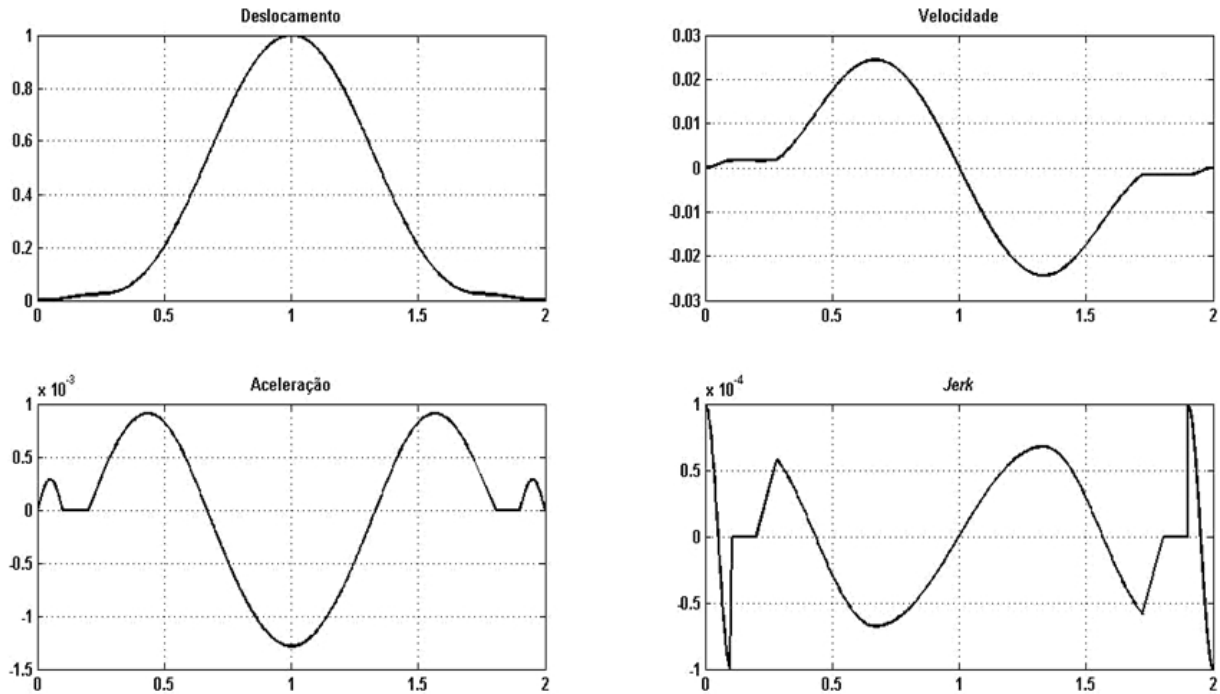


Figura 2.16 - Perfil parametrizado pelo deslocamento.

Este método, a princípio, apenas trabalha com curvas de família harmônica e cicloidal, que são contínuas em derivadas de qualquer ordem. A discretização proposta para o perfil do camo resulta em uma curva de *jerk* descontínua.

Há também uma região de maior concavidade entre os segmentos cicloidal e de velocidade constante, o que não ocorre no perfil real. Isso se deve ao fato de a família cicloidal ser a mesma para os dois segmentos de subida e para os dois segmentos de descida, não havendo distinção das equações. Portanto, as curvas se comportam de maneira semelhante, com inclinação menor no início. Porém, os segmentos cicloidal são necessários para que a curva de velocidade e aceleração sejam crescentes (na subida) ou decrescentes (na descida) antes e depois do segmento de velocidade constante.

Nota-se que o comportamento cinemático do perfil ajustado não se aproxima bem da curva real, ainda mais na região central, que é formada pelo segmento harmônico. O segmento harmônico é fundamental para que a curva do camo tenha parte da aceleração negativa, garantindo a concavidade da região superior da curva de deslocamento e o decrescimento da curva de velocidade.

Mesmo não garantindo a continuidade da curva de aceleração, ela é contínua. Isso se deve ao fato de o perfil proposto ser simétrico, garantindo que a derivada de segunda ordem seja igual no ponto médio do perfil, já que este é única continuidade não garantida neste ponto, como mostra a Tabela 2.2.

Quando são propostos parâmetros que tornam o perfil assimétrico, ocorre uma descontinuidade na aceleração, como mostra a Figura 2.17.

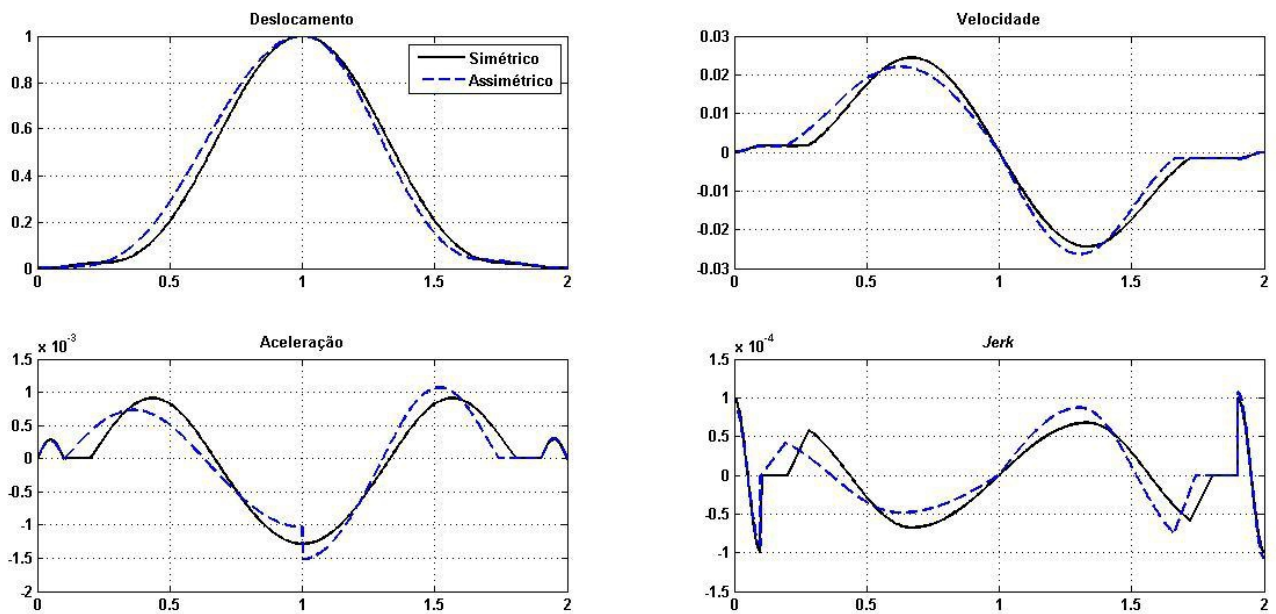


Figura 2.17 - Limitação do método de parametrização por família de curvas.

Como não há um acoplamento entre as funções do fim do intervalo de subida e do início do intervalo de descida, se dois fatores são definidos de forma diferente para cada metade do perfil,

ocorre uma descontinuidade no ponto médio. Essa descontinuidade na aceleração é inadmissível para um perfil de camo, de acordo com Mandal e Naskar (2009).

2.4 Parametrização do perfil pela curva de aceleração

De modo a contornar esse problema foi proposta a parametrização do perfil do camo pela aceleração. Assim, é proposta a parametrização do perfil do camo através da curva de aceleração, sendo as curvas de velocidade e deslocamento obtidas por integração. Essa estratégia de parametrização garante a continuidade das curvas até a segunda derivada da curva de deslocamento, o que é adequado ao princípio de composição de curvas de camos apresentado por Mandal e Naskar (2008). Este método consiste em aproximar a curva de aceleração real por funções conhecidas. A Figura 2.18 mostra a curva de aceleração de um perfil real de camo.

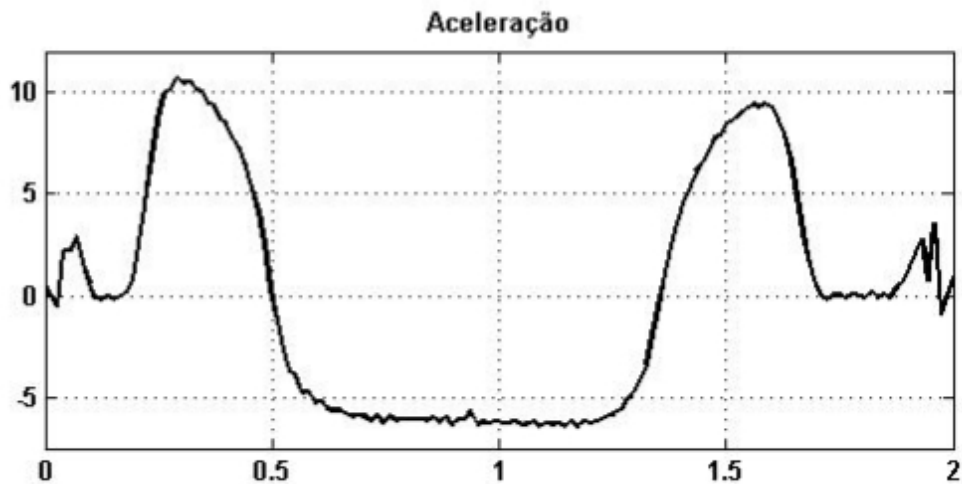


Figura 2.18 - Aceleração perfil real.

A curva de aceleração pode ser dividida em quantos segmentos forem desejados, contanto que seja representada suas características peculiares.

O primeiro segmento será aproximado por uma curva cicloidal, como montado na seção 2.3 deste capítulo. A equação correspondente a esse segmento é dada por

$$\begin{aligned} y_1''(\beta) &= 3 \sin \beta \\ 0 \leq \beta &\leq \pi \end{aligned} \tag{2.18}$$

Logo depois deste primeiro segmento, há um segmento de aceleração constante nula, que é o segmento de velocidade constante. Sua equação é dada por

$$y_2''(\beta) = 0 \tag{2.19}$$

O próximo segmento é aproximado como uma curva de 1/4 de cicloidal, necessário para que a curva de velocidade seja crescente após o segmento de velocidade contínua. Ela é dada por

$$\begin{aligned} y_3''(\beta) &= 10 \sin \beta \\ 0 \leq \beta &\leq \pi/2 \end{aligned} \tag{2.20}$$

O próximo segmento é aproximado como o 1/4 final de uma curva cicloidal, necessário para que a curva de velocidade seja decrescente e a curva de deslocamento tenha concavidade adequada. São propostos dois segmentos cicloidal separados de modo que eles representem bem o pico máximo da curva de aceleração, que não é simétrico. Ela é dada por

$$\begin{aligned} y_4''(\beta) &= 10 \cos \beta \\ 0 \leq \beta &\leq \pi/2 \end{aligned} \tag{2.21}$$

O segundo segmento cicloidal é seguido por um segmento de 1/2 de uma curva harmônica, responsável pela concavidade da parte superior da curva de deslocamento e necessário para que a curva de velocidade seja decrescente. Sua equação é

$$\begin{aligned} y_5''(\beta) &= 5 \cos \beta \\ \pi/2 \leq \beta &\leq \pi \end{aligned} \tag{2.22}$$

Por fim, a região central da curva de aceleração tem um patamar de aceleração constante negativa. Sua integral resulta num segmento linear decrescente na curva de velocidade e uma parábola na curva de deslocamento com concavidade voltada para baixo. Ela é dada por

$$y_6''(\theta) = -5 \quad (2.23)$$

A construção da curva de aceleração é mostrada na Figura 2.19, com cada segmento em destaque.

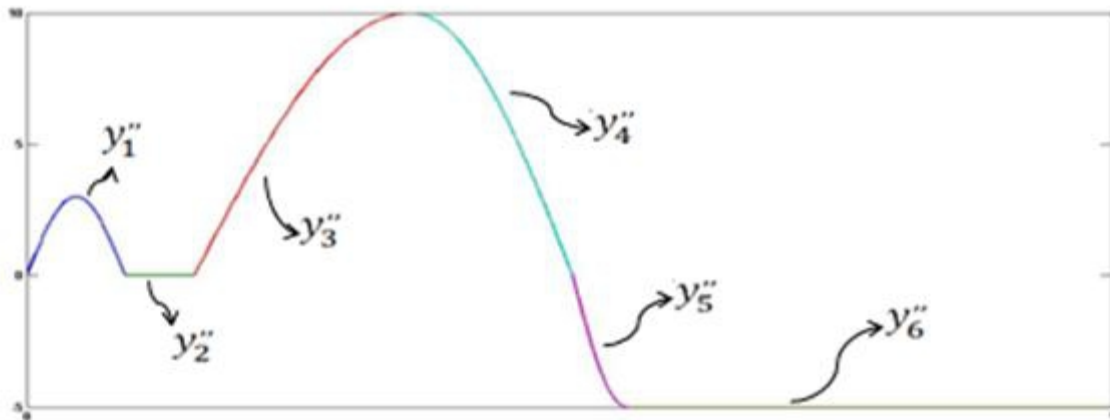


Figura 2.19 - Ajuste curva de aceleração.

Propondo-se inicialmente um perfil simétrico, os parâmetros cinemáticos do perfil ficam como mostrado na Figura 2.20.

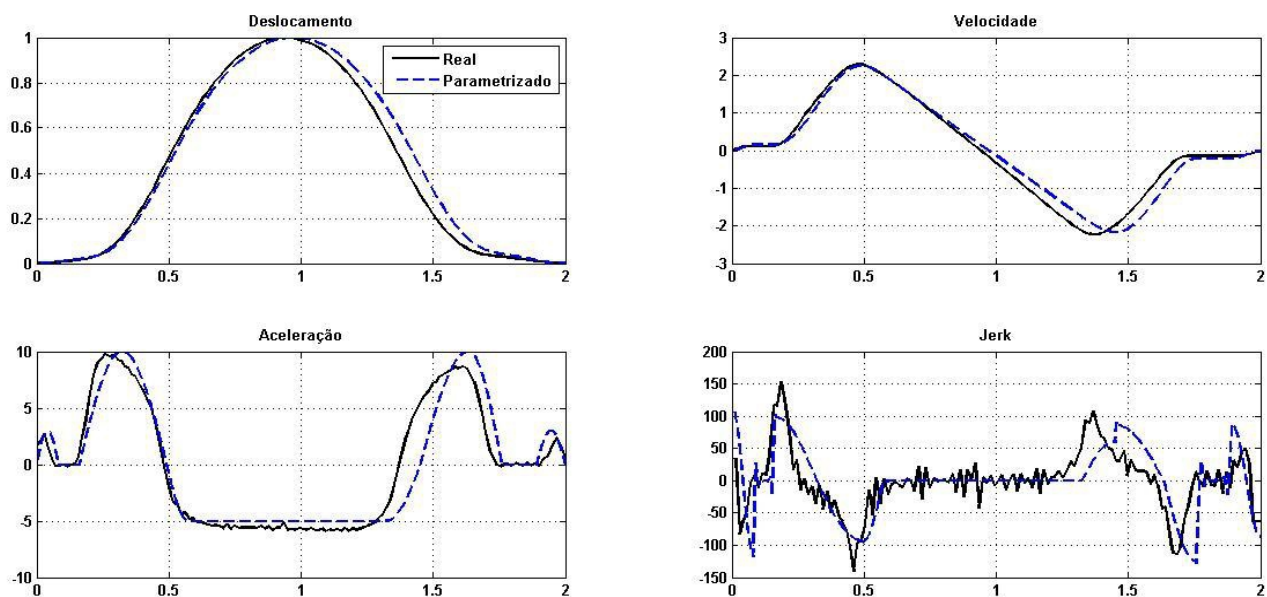


Figura 2.20 - Perfil parametrizado pela aceleração.

Por este método, as curvas têm maior grau de similaridade, pois a curva é mais segmentada e uma quantidade maior de características do perfil é representada, como o patamar de aceleração constante negativa na região central. A diferença entre as curvas se deve principalmente ao fato de o perfil ajustado ser simétrico, fazendo com o fechamento seja mais demorado do que para o perfil real. Outra diferença reside nos valores de pico, que foram aproximados.

Este método é matematicamente mais complexo que a parametrização pela curva de deslocamento porque a duração de cada segmento deve ser ajustada de modo que a área líquida sob a curva da aceleração, mostrada na Figura 2.21, seja igual a zero. Este requisito matemático garante que a curva de velocidade seja ímpar em torno do ponto em que ela cruza o eixo das abscissas, garantindo que a curva de velocidade seja crescente no término do fechamento e retorne a zero.

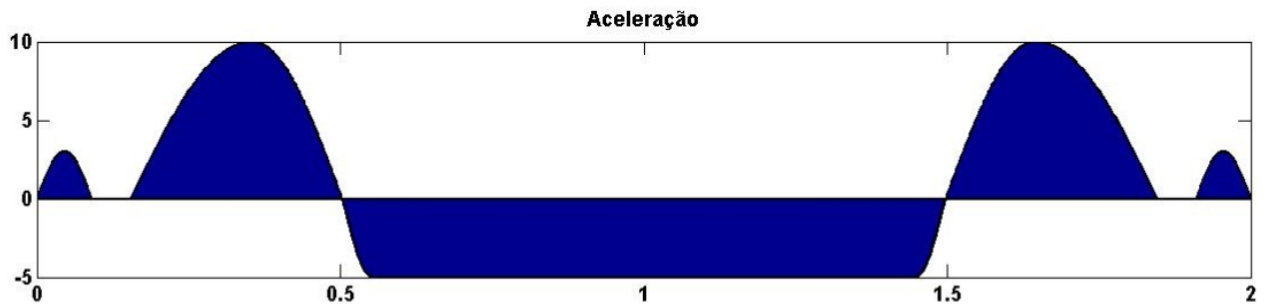


Figura 2.21 - Área sob a curva de aceleração.

O segundo requisito que faz com que o método seja mais complexo e trabalhoso computacionalmente é a exigência de que a área líquida sob a curva de velocidade, mostrada na Figura 2.22, também seja zero. Garante-se, assim, que a curva de deslocamento seja decrescente no fechamento e retorne para zero, garantindo o fechamento da curva de deslocamento.

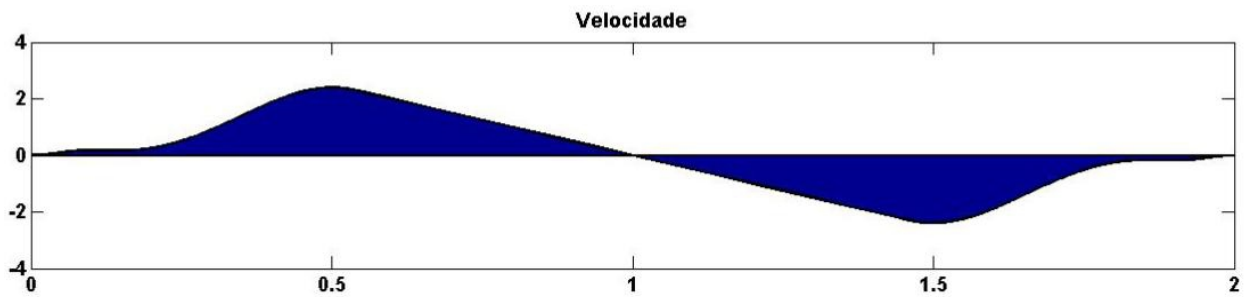


Figura 2.22 - Área sob a curva de velocidade.

3 MODELO DINÂMICO

Este capítulo apresenta a diferença entre a resposta entre o modelo dinâmico de um grau de liberdade e cinco graus de liberdade.

3.1 O modelo de um grau de liberdade

O modelo de um grau de liberdade foi baseado em um dos modelos desenvolvidos no trabalho de Andreatta (2010). A Figura 3.1 mostra esse modelo.

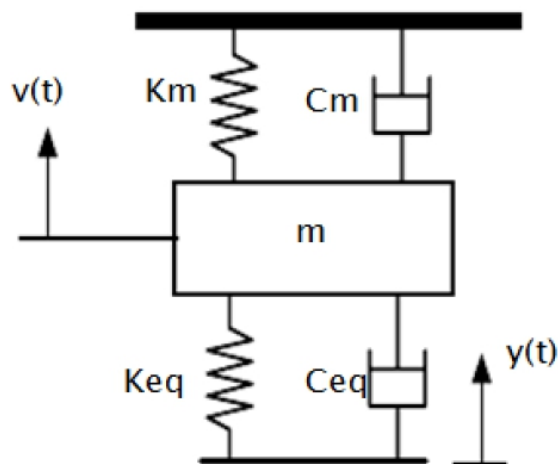


Figura 3.1 - Modelo de um grau de liberdade.

O modelo pode ser interpretado como um simples sistema de um grau de liberdade excitado pela base, onde a excitação de deslocamento $Y(t)$ é dada pelo deslocamento fornecido na análise cinemática do camo e a saída de movimento da válvula é dada por $v(t)$. Neste modelo, k_m representa a rigidez da mola, dada na especificação técnica da mola, e k_{eq} é calculado por elementos finitos levando em conta a rigidez do balanceiro e da ponte de válvulas, os elementos

mais flexíveis do sistema (ANDREATTA, 2010). Os amortecimentos viscosos, c_m e c_{eq} , são ajustados experimentalmente.

Na massa equivalente do sistema, m , são levados em conta a massa de todos os elementos do sistema, como o tucho hidráulico (m_{TUCHO}), a ponte (m_{PONTE}), as válvulas (m_{VALV}), as molas (m_{MOLAS}) e as massas do prato e da trava ($m_{PRATO+TRAVA}$). Como o sistema de coordenadas é vertical, a massa do balancim é convertida em uma massa equivalente translacional, m_{eqBAL} , de modo que a energia cinética rotacional dele seja equivalente à energia cinética rotacional. Assim, a massa equivalente do sistema fica dada por:

$$m = m_{eqBAL} + m_{TUCHO} + m_{PONTE} + 2m_{VALV} + 2m_{PRATO+TRAVA} + 2m_{MOLAS} \quad (3.1)$$

O diagrama de corpo livre do sistema fica definido conforme a Figura 3.2.

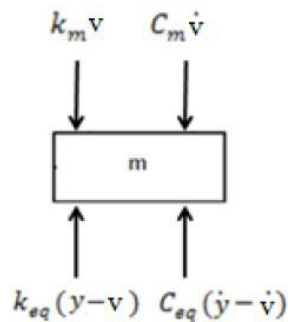


Figura 3.2 - Diagrama de corpo livre do sistema de um grau de liberdade.

Pela segunda lei de Newton, tem-se que

$$\sum F = m\ddot{v} \quad (3.2)$$

Rearranjando os termos, temos que a equação de movimento do sistema é dada por

$$m\ddot{v} + (c_m + c_{eq})\dot{v} + (k_m + k_{eq})v = c_{eq}\dot{Y} + k_{eq}Y \quad (3.3)$$

3.2 O Modelo de cinco graus de liberdade da válvula de exaustão

O modelo de cinco graus de liberdade utilizado neste trabalho foi baseado no modelo desenvolvido por Tomoyose (2013), que apresentou excelentes resultados para o motor Diesel operando em 2500rpm.

O modelo desenvolvido por Tomoyose pode ser visto na Figura 3.3. Neste sistema, há a incorporação do modelo dinâmico do tucho hidráulico, que corresponde a dois graus de liberdade, juntamente com o modelo dinâmico do balancim e da válvula. Os itens abaixo descrevem as características desse modelo desenvolvido no trabalho de Tomoyose (2013).

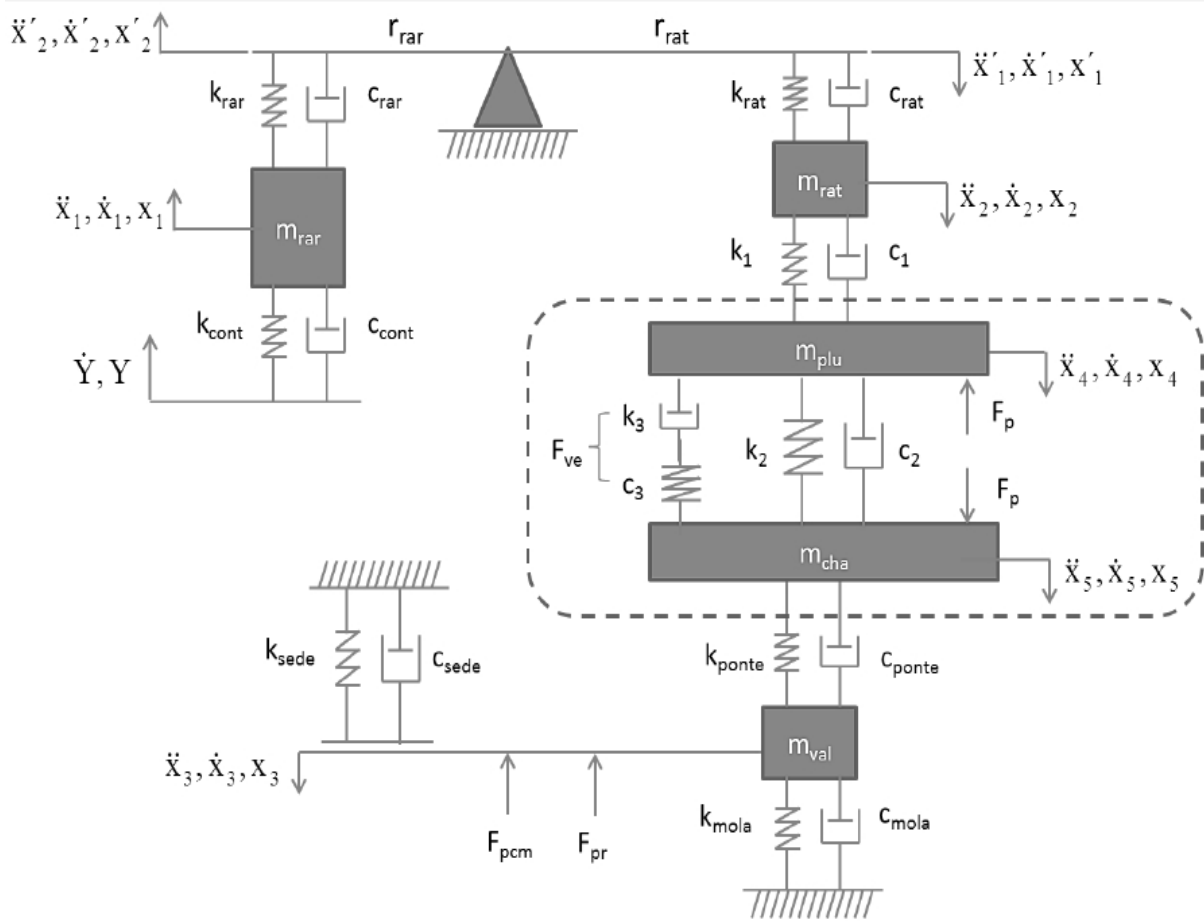


Figura 3.3 - Modelo de cinco graus de liberdade (TOMOYOSE, 2013).

3.2.1 Modelo do balancim

No modelo do balancim, as inércias m_{rar} e m_{rat} foram calculadas de modo que elas mantivessem o momento de inércia do balancim com relação ao seu centro de rotação. As rigidezes k_{rar} e k_{rat} são calculadas através de elementos finitos. Os amortecimentos c_{rar} e c_{rat} foram calculados como sendo 5% do amortecimento crítico, de acordo com a Equação 3.4. O contato entre balancim e camo é modelado através de k_{cont} e c_{cont} .

$$c = 0,05 \times 2 \times \sqrt{k \times m} \quad (3.4)$$

O diagrama de blocos da inércia m_{rar} no Simulink fica como mostrada na Figura 3.4.

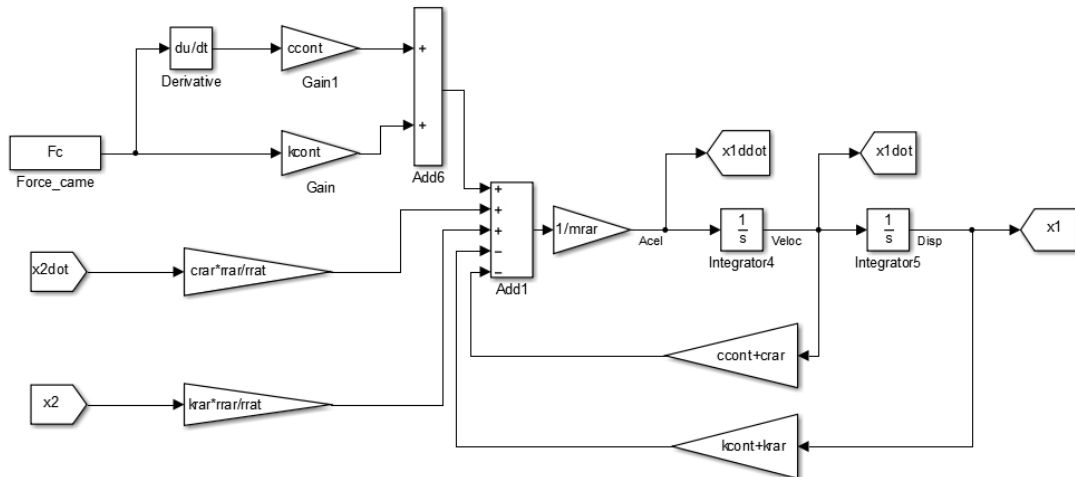


Figura 3.4 - Diagrama de blocos para a massa m_{rar} .

O diagrama de blocos da inércia m_{rat} no Simulink fica como mostrada na Figura 3.5.

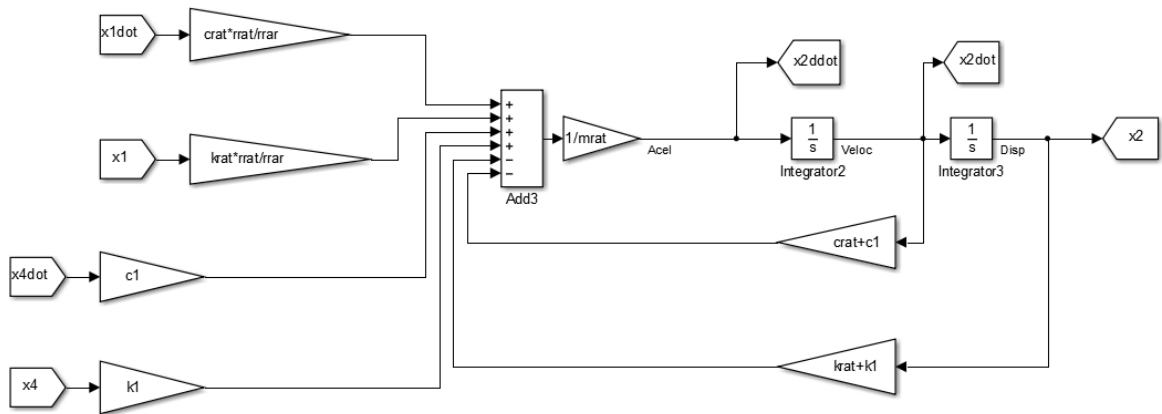


Figura 3.5 - Diagrama de blocos para a massa m_{rat} .

3.2.2 Modelo da válvula e da sede

O modelo da válvula levou em consideração a massa das duas válvulas de escape, a massa do prato, a massa da trava e da ponte para o válvula da massa da válvula, m_{val} . A rigidez da válvula foi mais uma vez aproximada pela rigidez da ponte, sendo calculado por elementos finitos. A rigidez k_{sede} também foi calculada por elementos finitos. Os amortecimentos foram calculados de acordo com a Equação 3.4. A força de pré-carga da mola, F_{pcm} , foi considerada constante nas equações.

O impacto entre a válvula e a sede foi modelo como um impacto contínuo, considerando que ocorre uma pequena penetração δ entre os corpo. Neste modelo, a força de impacto entre os componentes cresça a partir de zero conforme ocorre a penetração entre os corpos, eliminando descontinuidades na aceleração.

Além disso, foi considerado o efeito da pressão residual na câmara de combustão, que afeta diretamente o funcionamento da válvula de escape. Quando a válvula de escape abre, a pressão dos gases de combustão dentro da câmara está maior que nos dutos de escape, fazendo com que a

válvula tenha que vencer um esforço extra na hora da abertura. Essa situação é mostrada na Figura 3.6.

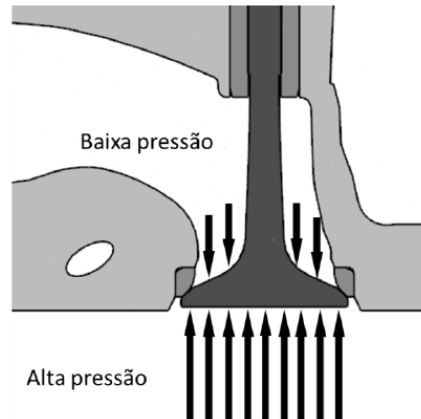


Figura 3.6 - Pressão residual na câmara de combustão (TOMOYOSE, 2013).

A pressão residual foi modelada como um degrau, como mostra a Figura 3.7. Foi considerado que, antes da abertura da válvula, há uma força em oposição à abertura e que, após a abertura, essa força já não é mais significativa, Portanto, ela não diminui gradualmente.

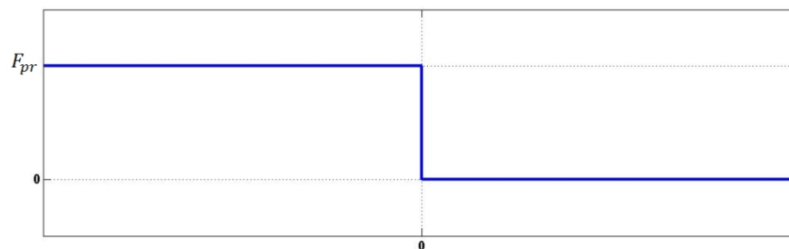


Figura 3.7 - Força devido à pressão residual.

O diagrama de blocos do Simulink para a inércia m_{val} é mostrado na Figura 3.8.

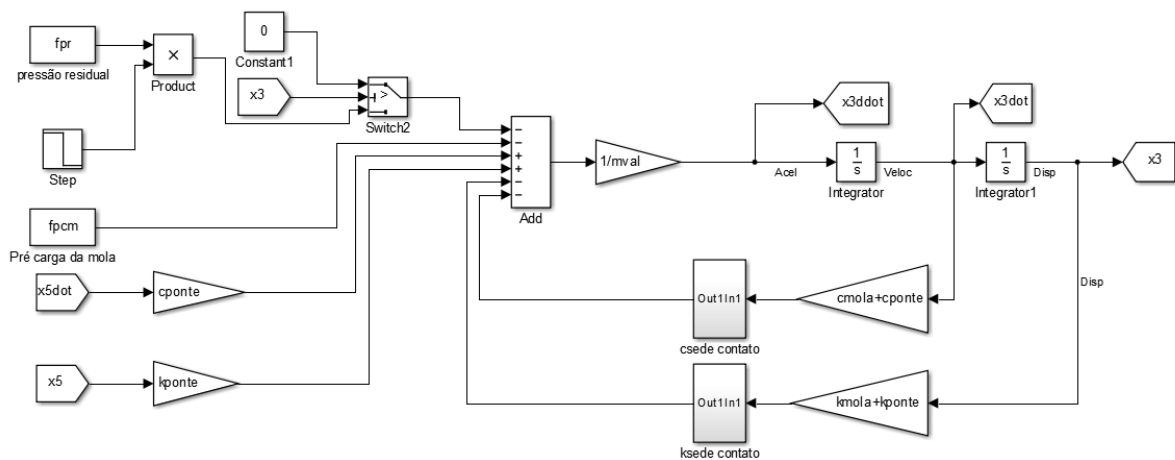


Figura 3.8 - Diagrama de blocos para a massa m_{val} .

3.2.3 Modelo do tucho hidráulico

Neste modelo, o tucho é representado pela massa do êmbolo, m_{plu} , e da câmara, m_{cha} . A rigidez k_2 e o amortecimento c_2 são relativos à mola de retorno do tucho e são determinados experimentalmente.

A rigidez k_3 e o amortecimento c_3 em série representam a mistura de ar com o óleo do motor e o vazamento de óleo entre o êmbolo e câmara, respectivamente. Esses valores foram ajustados durante as simulações enquanto a pressão do óleo de alimentação do motor é considerada constante, sendo a força resultante dessa pressão, F_p , constante. O contato entre tucho e balancim é dada por k_1 e c_1 .

A Figura 3.9 mostra o diagrama de blocos no Simulink para a inércia m_{plu} .

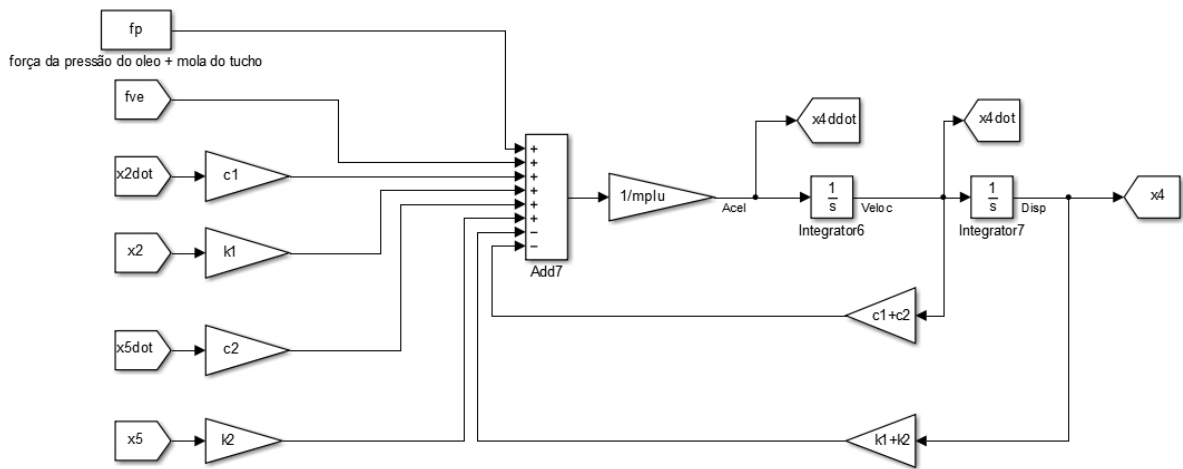


Figura 3.9 - Diagrama de blocos para a massa m_{plu} .

A Figura 3.10 mostra o diagrama de blocos no Simulink para a inércia m_{cha} .

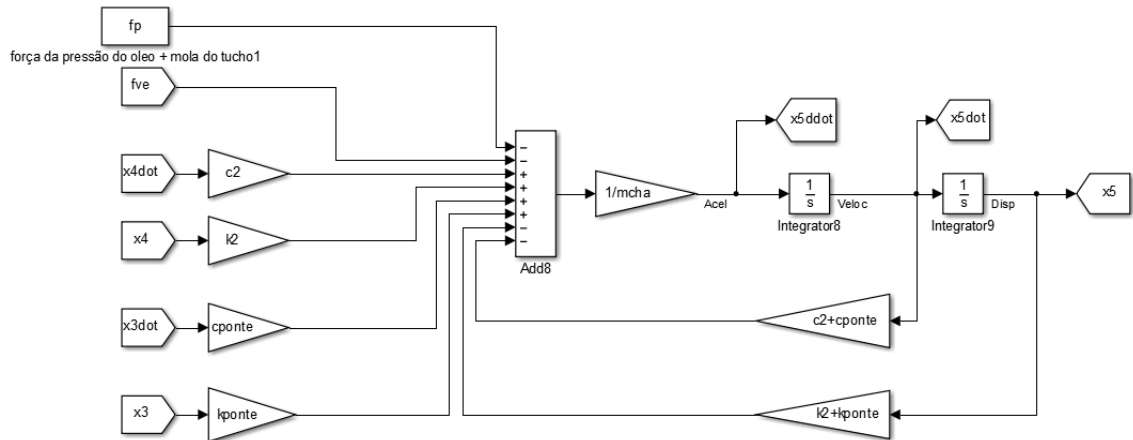


Figura 3.10 - Diagrama de blocos para a massa m_{cha} .

A condição de não linearidade de abertura e fechamento do tucho hidráulico foi considerada, de modo que quando a válvula está fechando a força viscoelástica, F_{ve} , é nula. Este condição foi representada pelo diagrama de blocos do Simulink mostrado na Figura 3.11.

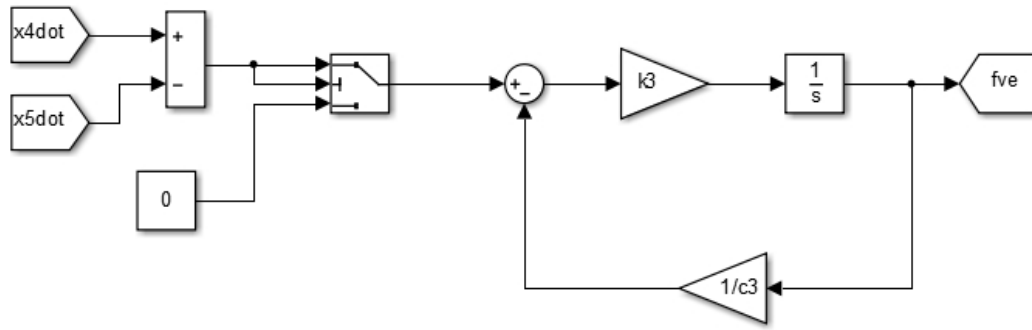


Figura 3.11 - Não-linearidade da força viscoelástica.

Assim, a equação de movimento matricial do sistema é da forma

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \ddot{X}_3 \\ \ddot{X}_4 \\ \ddot{X}_5 \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \\ \dot{X}_5 \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{cont} \dot{Y} + k_{cont} Y \\ 0 \\ -F_{pcm} - F_{pr} \\ F_p + F_{ve} \\ -F_p - F_{ve} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Na qual:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{var} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{rat} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{val} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{plu} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{cha} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} -(c_{cont} + c_{rar}) & c_{rar} & 0 & 0 & 0 \\ c_{rat} \frac{r_{rat}}{r_{rar}} & -(c_{rat} + c_1) & 0 & c_1 & 0 \\ 0 & 0 & -(c_{ponte} + c_{mola} + c_{sede}) & 0 & c_{ponte} \\ 0 & c_1 & 0 & -(c_1 + c_2) & c_2 \\ 0 & 0 & c_{ponte} & c_2 & -(c_2 + c_{ponte}) \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} -(k_{cont} + k_{rar}) & k_{rar} \frac{r_{rar}}{r_{rat}} & 0 & 0 & 0 \\ k_{rat} \frac{r_{rat}}{r_{rar}} & -(k_{rat} + k_1) & 0 & -k_1 & 0 \\ 0 & 0 & -(k_{ponte} + k_{mola} + k_{sede}) & 0 & k_{ponte} \\ 0 & k_1 & 0 & -(k_1 + k_2) & k_2 \\ 0 & 0 & k_{ponte} & k_2 & -(k_2 + k_{ponte}) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

4 EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Este capítulo apresenta os fundamentos do método de otimização empregado neste trabalho.

4.1 Formulação geral da otimização

Conforme mencionado no Capítulo 1 deste trabalho, o objetivo de qualquer otimização é encontrar a solução ótima e, ao mesmo tempo, satisfazer as restrições de projeto. Lobato (2008) divide o problema de otimização nas seguintes partes:

1. **Função Objetivo:** é uma equação matemática dependente das variáveis de projeto que define a característica que se deseja melhorar.
2. **Variáveis de Projeto:** conjunto de parâmetros que podem influenciar os parâmetros da função objetivo.
3. **Restrições:** são condições que limitam o valor da função objetivo a certas regiões do espaço.

4.1.1 Classificação com relação à restrição

Com relação à restrição, os métodos de otimização podem ser classificados como restritos ou irrestritos (não-restritos). Essas restrições são representadas por inequações ou igualdades.

Os métodos restritos apresentam restrições matemáticas que dependem das variáveis de projeto e limitam o valor da função objetivo a certas regiões do espaço de projeto (LOBATO, 2008). Os métodos irrestritos não apresentam nenhum tipo de restrição.

4.1.2 Classificação com relação ao número de variáveis de projeto

Com relação ao número de variáveis de projeto, um problema de otimização pode ser classificado em unidimensional ou multidimensional. O problema é denominado unidimensional caso haja apenas uma variável de projeto. Caso haja duas ou mais variáveis de projeto, o problema é chamado de multidimensional.

4.1.3 Classificação com relação ao número de objetivos

Com relação ao número de objetivos, um problema de otimização pode ser classificado em mono-objetivo ou multi-objetivo. Na realidade essa distinção depende da definição de ótimo para cada caso.

Matematicamente, define-se o problema da otimização mono-objetivo de acordo com a expressão 4.1.

$$\begin{aligned} \min f(x) \text{ ou } \max f(x), \text{ onde } g(x) \leq 0 \\ x = [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_j] \\ x_p^I \leq x_p \leq x_p^S \end{aligned} \quad (4.1)$$

Na qual $f(x)$ é a função objetivo, x é o vetor das j variáveis de projeto, x_p^I é o valor mínimo admitido para a variável x_p , x_p^S é o valor máximo admitido para a variável x_p e $g(x)$ é a

função de restrição (ou funções de restrição), podendo ser uma igualdade ou desigualdade. Assim, o objetivo da otimização mono-objetivo é minimizar (ou maximizar) a função $f(x)$ manipulando-se as variáveis de projeto x_p , respeitando seus limites de operação (x_p^I e x_p^S) e a restrição de projeto $g(x)$. Neste caso, o ótimo, ou a solução procurada, é definida pelo ótimo global: o valor máximo ou mínimo para a função objetivo.

A extensão do conceito do ótimo da otimização mono-objetivo para o conceito de ótimo para a otimização multi-objetivo não é direta. Essa definição passa pelo postulado de Edgeworth-Pareto, que diz que um ponto x^* é ótimo se "*nenhum critério utilizado para melhorar um dos critérios piora outro critério*" (LOBATO, 2008). Essa definição não fornece uma solução, mas fornece um conjunto de soluções não-inferiores. Esse conjunto representa o compromisso entre os objetivos.

Este conjunto é muitas vezes chamado conjunto de soluções não-dominadas ou conjunto ótimo de Pareto. O conjunto ótimo de Pareto fornece soluções definidas pelo algoritmo de otimização como igualmente satisfatórias, sendo que a melhor solução é definida por quem é responsável pela tomada de decisão no projeto.

A Figura 4.1 mostra a localização do conjunto ótimo de Pareto no espaço de objetivos, ou espaço de busca, para diferentes configurações de compromisso entre os dois objetivos analisados. A curva cheia mostra a localização do conjunto ótimo de Pareto.

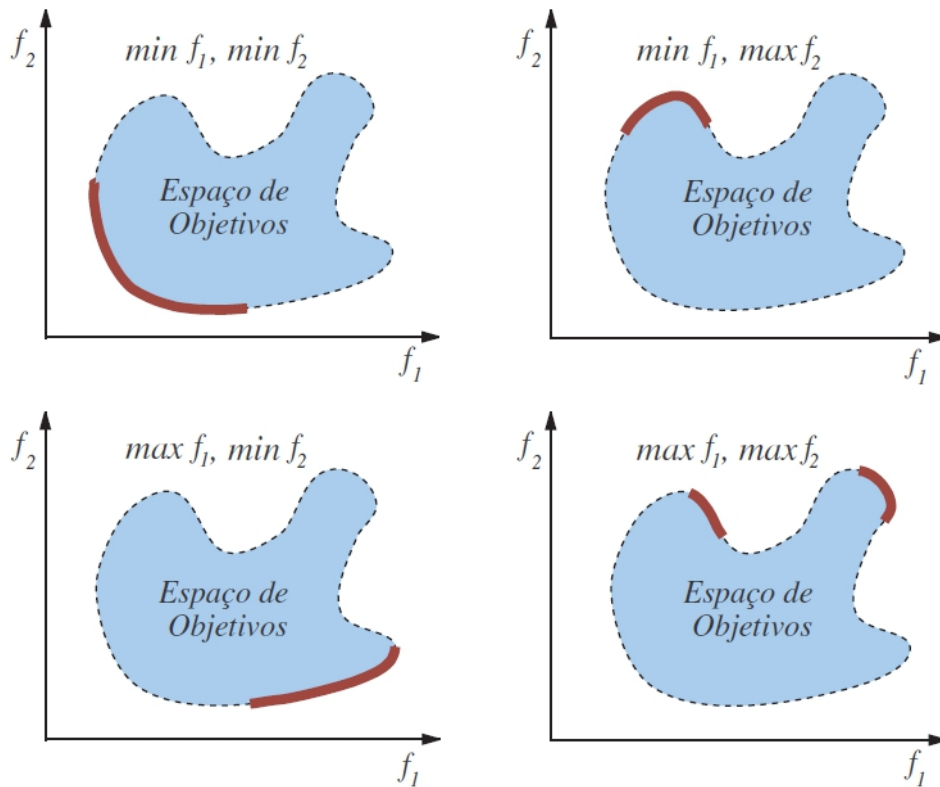


Figura 4.1 - Conjuntos ótimos de Pareto (LOBATO, 2008).

4.1.4 Classificação com relação ao método de busca

Com relação ao método de busca, um problema de otimização pode ser classificado em determinístico ou não-determinístico (aleatório).

Os métodos determinísticos baseiam-se no cálculo variacional. Neles, é definida uma configuração inicial de projeto. A partir deste ponto inicial move-se para o ótimo através de uma busca iterativa.

No entanto, os métodos determinísticos apresentam algumas limitações: várias abordagens clássicas não conseguem lidar com problemas que apresentam ótimos locais e/ou variáveis

discretas, não conseguem encontrar múltiplas soluções em uma simples execução e aplicações múltiplas desses métodos não conseguem reproduzir o conjunto ótimo de Pareto. Além disso, os métodos determinísticos apresentam grande dificuldade na solução de problemas de otimização quando a função objetivo e/ou as restrições de projeto são: descontínuas, não-lineares e/ou apresentam regiões onde não são "*bem comportadas*" (LOBATO, 2008). Quando os métodos determinísticos são empregados em problemas com estas características, eles serão ineficientes e chegarão à uma solução que é próxima do ponto inicial (RAO, 2009). Essas características são associadas a modelos matemáticos mais realistas.

Em tais problemas são empregados os métodos não-determinísticos, ou aleatórios. Esses métodos, também chamados de métodos heurísticos, são baseados em cálculos de probabilidades. Na inicialização do método é criado um conjunto de configurações iniciais de projeto, ou seja, uma população de pontos iniciais. Esse conjunto de pontos permite que o espaço de busca seja percorrido como um todo, garantindo versatilidade na solução de problemas mais realistas (LOBATO, 2008).

4.2 Otimização heurística

Muitos problemas práticos têm função objetivo que não é diferenciável ou contínua, que tem muitas restrições ou muitos mínimos locais ou que não é linear, como pode também ter todas essas características. Esses tipos de problemas são difíceis de serem resolvidos analiticamente. Os modelos dinâmicos não-lineares de trens de válvulas se encaixam nesses problemas.

Os métodos heurísticos podem ser utilizados para encontrar soluções aproximadas para tais problemas. Os métodos de otimização heurística ou não-determinística, desenvolvidos nos algoritmos evolutivos, são baseados nos princípios da evolução biológica, calcados nos trabalhos de Darwin (1809-1882) sobre a sobrevivência dos mais aptos (seleção natural) e Mendel (1822-1884) sobre troca de material genético.

De forma análoga ao processo evolutivo natural, os algoritmos evolutivos trabalham com um conjunto de soluções potenciais, que competem entre si durante o processo evolutivo em direção à solução ótima (LOBATO, 2008), simulando operadores biológicos. A Figura 4.2 mostra os passos simplificados de uma otimização heurística.

Cada membro da população é uma solução potencial, bastando procurar a que seja muito boa ou melhor através da criação genética de novas populações de indivíduos cada vez mais aptos.

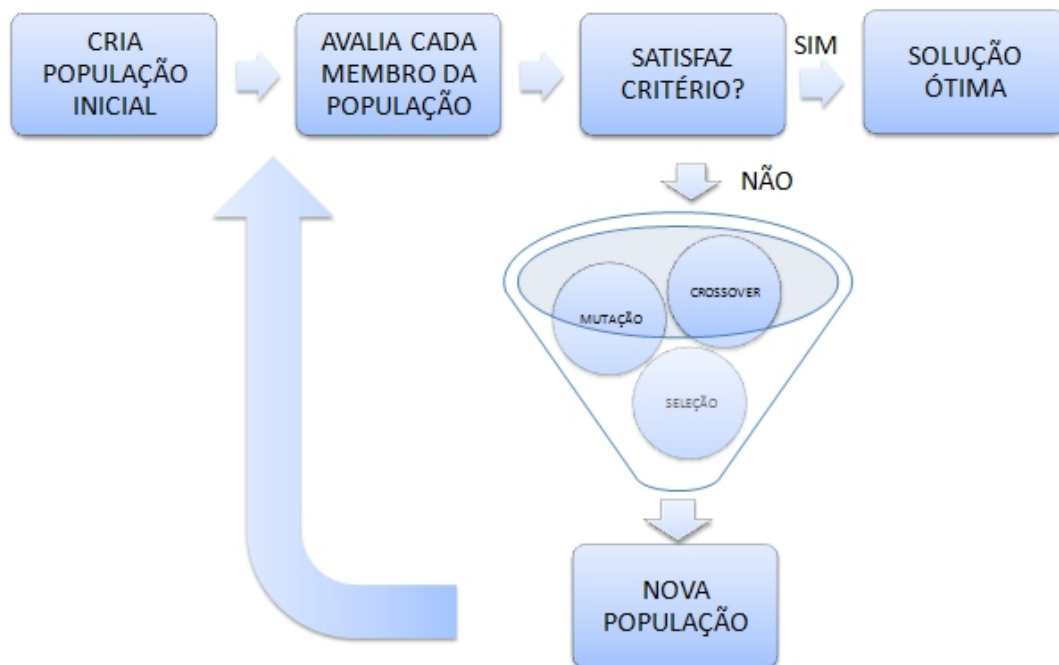


Figura 4.2 - Fluxo heurístico.

Os aspectos mais importantes dos algoritmos evolutivos são:

- Inicialização da população:

A população inicial pode ser gerada de diferentes maneiras. A maioria dos algoritmos inicializam a população de maneira aleatória (LOBATO, 2008). Mas a inicialização não é crítica, contanto que a população inicial tenha cromossomos suficientemente variados (GOLDBERG, 1989). Portanto, a população deve ser suficientemente grande para ter variabilidade genética.

- Operador de seleção:

Este operador tem como objetivo manter as melhores soluções da população genitora na população descendente, sendo um reflexo direto do processo de seleção natural Darwinista. A Figura 4.3 exemplifica esse processo.

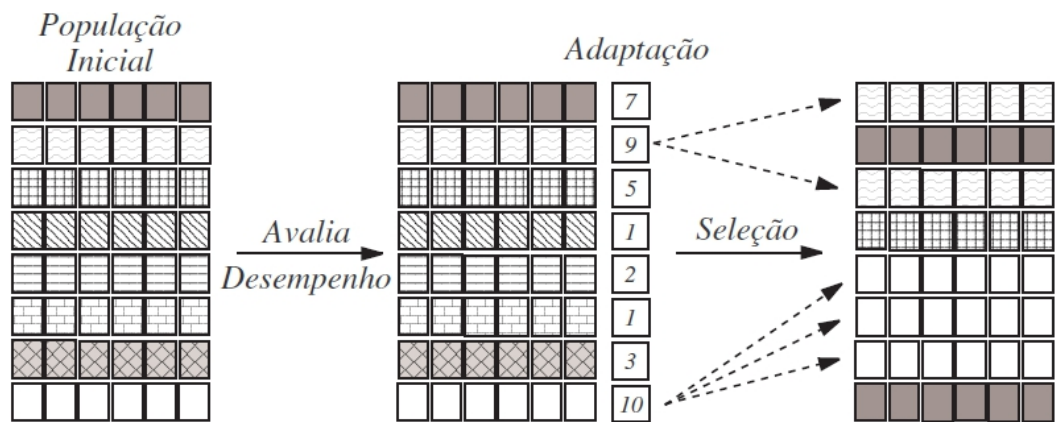


Figura 4.3 - Operador de seleção. Editado de Lobato (2008).

Nesta etapa, são identificadas as melhores soluções e eliminadas as de baixa aptidão com relação ao objetivo e às restrições.

- Operador genético de mutação

Este operador é necessário para manter a diversidade genética da população, alterando componentes de sua estrutura. A Figura 4.4 ilustra esse processo.



Figura 4.4 - Operador de mutação. Editado de Lobato (2008).

Este operador assegura, através da manutenção da diversidade genética, a probabilidade de se chegar a qualquer ponto do espaço de busca, contornando o problema do ótimo local.

- Operador genético de cruzamento

Este é o operador responsável por gerar a nova população de descendentes, ou soluções filhas. A Figura 4.5 exemplifica o cruzamento.

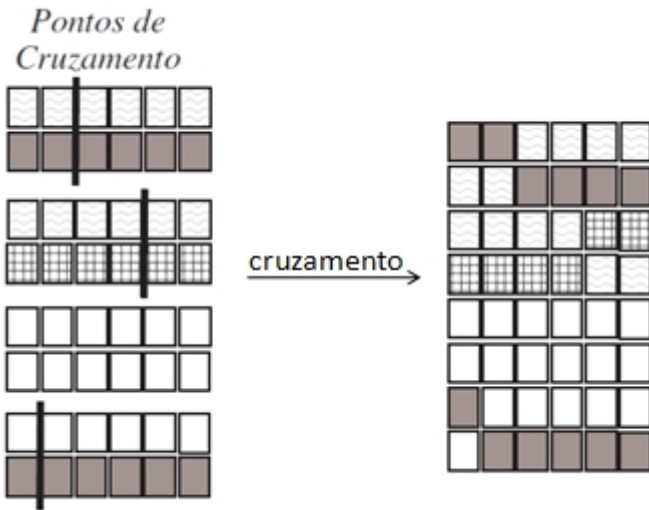


Figura 4.5 - Operador de cruzamento. Editado de Lobato (2008).

Geralmente a ele é associada uma probabilidade de cruzamento.

4.3 Evolução diferencial

Os problemas de otimização de trem de válvulas podem ser difíceis de serem resolvidos, especialmente porque o número de variáveis de projeto é alto e a função objetivo é caracterizada por não-linearidade e mínimos locais. Portanto, diversos trabalhos, como Li *et al* (2005), têm empregado métodos de otimização heurísticos baseados em processos biológicos.

Um método heurístico ainda não empregado na solução da otimização de um trem de válvulas é o método da evolução diferencial. Tang *et al* (2008) afirmam que este método se mostra promissor para resolver problemas de otimização complexos além de ter estruturação simples. Lobato (2008) afirma que essa abordagem se desenvolve de tal forma que logo irá superar os atuais algoritmos genéticos, tendo como principais vantagens robustez (habilidade de evitar soluções de mínimo local), simplicidade conceitual e fácil implementação.

As aplicações deste método em sistemas mecânicos é recente. Um trabalho de destaque é a pesquisa desenvolvida por Tang *et al* (2008), que utilizou o método da evolução diferencial para determinar parâmetros de análise modal de estruturas. Outro trabalho de destaque foi desenvolvido por Savoia e Vincenzi (2008) que utilizaram o método da evolução diferencial para determinar parâmetros modais a partir de resultados experimentais dinâmicos.

Outras aplicações do método em sistemas mecânicos são os trabalhos de pesquisa desenvolvidos por Ortiz *et al* (2013) e Matekar *et al* (2012). Esses trabalhos tiveram como objetivo obter as dimensões ótimas de um mecanismo quatro barras sujeito à restrição de deslocamento. Além disso, Wang *et al* (2012) desenvolveram o projeto ótimo de engrenagens planetárias utilizando o método da evolução diferencial.

Evolução diferencial é um algoritmo evolutivo proposto por Storn e Price (1995). A evolução diferencial nasceu das tentativas de Price para resolver o problema de ajuste polinomial de Chebychev proposto por Storn (BERKELEY, 2014).

O método da evolução diferencial difere das aplicações não determinísticas por não ter concepção genética, biológica ou física. Ao contrário, sua concepção é puramente matemática, baseando-se em operações vetoriais, que são correlatas aos processos de herança genética, mutação, seleção natural e cruzamento. Na evolução diferencial, o valor de cada variável de projeto é representada por um valor real. O procedimento de otimização segue os seguintes passos:

1. Geração da população inicial:

É gerada a população inicial com M (tamanho da população) soluções factíveis, onde M permanece constante durante todo o processo de otimização. De todas as M soluções geradas na população inicial ($G = 0$), a solução j é um vetor multidimensional na forma $P_{G=0}^j = [x_{1,G=0}^j \quad x_{2,G=0}^j \quad \dots \quad x_{D,G=0}^j]$, onde cada variável de projeto é gerada na forma

$$x_{p,G=0}^j = x_p^I + rand(0,1)(x_p^S - x_p^I) \quad (4.2)$$

Aonde $rand(0,1)$ gera um número aleatório entre 0 e 1, de modo que todo espaço de busca seja alcançado. Storn e Price (1995) aconselham que o número de indivíduos da população seja um valor entre 5 e 10 vezes o número de variáveis de projeto. Para uma maior variedade de soluções, será adotado 10 vezes o número de variáveis de projeto.

Assim, uma população α , de tamanho M , é composta por M vetores de solução $P_{G=\alpha}^j$ de dimensão D . Portanto, $j = 1,2,3, \dots, M$ e $p = 1,2,3, \dots, D$.

2. Mutação:

A Figura 4.6 mostra o fundamento teórico envolvido na evolução diferencial.

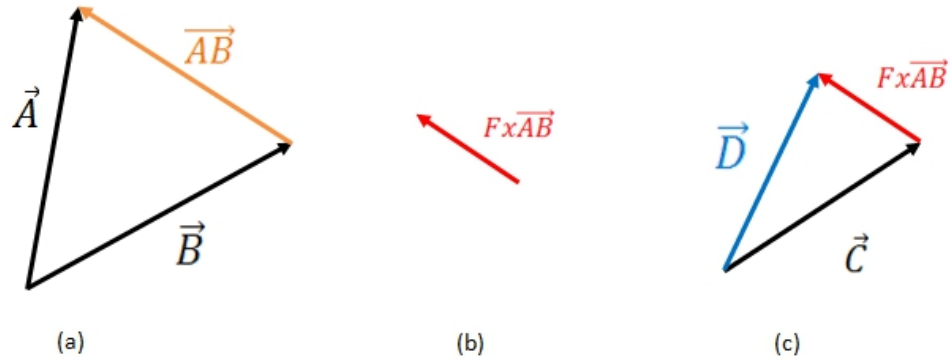


Figura 4.6 - Fundamento Teórico da Evolução Diferencial.

Supondo três vetores \vec{A} , \vec{B} e \vec{C} aleatórios na população genitora, escolhe-se dois deles (neste caso, \vec{A} e \vec{B}). Em (a) é realizada a subtração entre \vec{A} e \vec{B} , resultando o vetor \overrightarrow{AB} .

Em (b), este vetor resultante é, então, multiplicado por um escalar F , alterando o módulo do vetor \overrightarrow{AB} . Este real F , $F \in [0,2]$, também chamado de taxa de perturbação, é o responsável pela operação de mutação na evolução diferencial e controla a amplificação da diferença ($\vec{A} - \vec{B}$).

Em (c), este vetor, $Fx\overrightarrow{AB}$, é adicionado ao terceiro vetor, \vec{C} , resultando no vetor mutante \vec{D} . Matematicamente,

$$P_{G=\alpha}^l = P_{G=\alpha-1}^3 + F(P_{G=\alpha-1}^1 - P_{G=\alpha-1}^2) \quad (4.3)$$

Onde os vetores A , B , C e D da Figura 4.5 fazem analogia com os índices 1, 2, 3 e l respectivamente, sendo eles escolhidos aleatoriamente na população genitora.

3. Cruzamento:

Nesta etapa é introduzido o *crossover* (ou cruzamento), para aumentar a diversidade do vetor mutante $P_{G=\alpha}^l$ e, conseqüentemente, da população gerada.

Matematicamente, é criado um vetor de julgamento, na tradução literal do termo *trial vector*, originalmente utilizado por Storn e Price (1995). Este vetor de julgamento, $P_{G=\alpha}^U$, é dado por

$$P_{G=\alpha}^U = \begin{cases} P_{G=\alpha}^l, & \text{se } rand(0,1) \leq CR \text{ ou } p = rand(1, D) \\ P_{G=\alpha-1}^{rand}, & \text{se } rand(0,1) > CR \text{ e } p \neq rand(1, D) \end{cases} \quad (4.4)$$

Aonde CR é a constante de probabilidade de cruzamento, sendo $CR \in [0,1]$. $P_{G=\alpha}^l$ é o vetor mutante gerado no passo anterior, $P_{G=\alpha-1}^{rand}$ é o vetor alvo (tradução literal de *target vector*) selecionado aleatoriamente na população e $P_{G=\alpha}^U$ é o vetor de julgamento. O índice p é o índice que representa o componente de cada vetor de soluções, sendo $p = 1,2,3, \dots, D$.

A Figura 4.7 ilustra o cruzamento, matematicamente descrito pela Equação 4.4, para um caso de uma otimização multidimensional de três variáveis de projeto ($D = 3$).

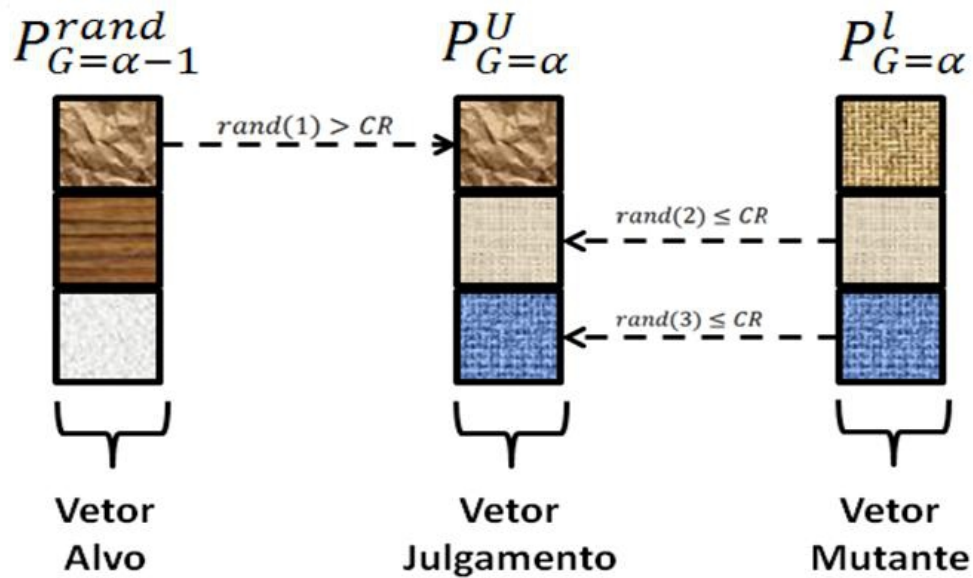


Figura 4.7 - Representação esquemática do *crossover*.

4. Seleção:

A decisão de permanecer ou não um vetor de solução da geração genitora $\alpha - 1$ para a próxima geração α é feita entre o vetor de julgamento $P_{G=\alpha}^U$ e o vetor alvo $P_{G=\alpha-1}^{rand}$. Se o vetor $P_{G=\alpha}^U$ tem um valor menor da função objetivo do que $P_{G=\alpha-1}^{rand}$, então a solução descendente é dada por $P_{G=\alpha}^j = P_{G=\alpha}^U$. Caso contrário, $P_{G=\alpha}^j = P_{G=\alpha-1}^{rand}$.

Storn e Price (1995) utilizaram a seguinte convenção para a forma como o candidato a solução pode ser gerado: *DE/VET/NPAR/TCR*. *DE* apenas representa o nome do algoritmo (do inglês, *differential evolution - DE*).

VET representa o vetor que será perturbado. Se $VET = RAND$, o vetor que será perturbado é escolhido aleatoriamente na população. Ele também pode ser escolhido como o vetor que representa o melhor valor da função objetivo, sendo $VET = BEST$.

NPAR representa o número de pares de vetores que são considerados durante a perturbação.

TCR é o tipo de cruzamento utilizado na geração. $TCR = BIN$ é utilizado no caso binomial e $TCR = EXP$ no caso exponencial.

Lobato (2008) afirma que os melhores resultados em convergência e diversidade em trabalhos recentes foram obtidos com a convenção $DE/RAND/1/BIN$. Portanto, esta será a estratégia utilizada neste trabalho.

Storn e Price (1995) afirmam que o valor da constante de cruzamento, CR , não é um valor crítico. Os autores ainda afirma que, se os parâmetros de projeto são relacionados, CR pode ter um valor maior. Portanto, será utilizado $CR = 0,8$.

Viana *et al* (2007) afirmam que bons resultados são obtidos com a taxa de perturbação no intervalo $[0,5, 1]$. Assim, foi escolhido $F = 0,8$.

A Figura 4.8 mostra um fluxograma representativo da evolução diferencial.

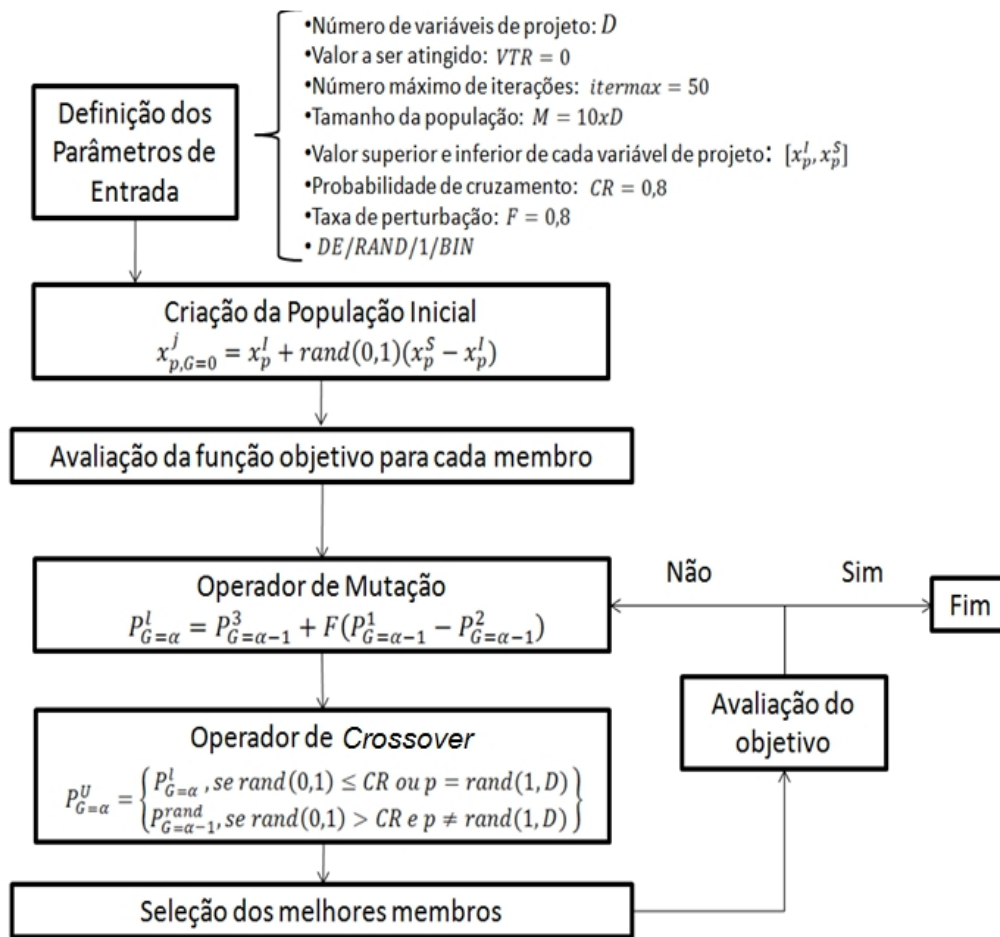


Figura 4.8 - Fluxograma da evolução diferencial.

Outra variável de entrada no código é o valor limite da função objetivo. Quando este valor limite é atingido, o processo é encerrado. Como este método apenas minimiza a função objetivo, o valor limite foi estipulado como bem baixo, de modo que o sistema não o atingisse. Isso foi feito porque não há um valor específico que se deseja obter, mas há a intenção de que se minimize o máximo possível a função. Foram realizadas 50 iterações por simulação.

Além do mais, como esse método é aleatório, o mesmo procedimento será realizado dez vezes e o melhor resultado será tomado como ótimo.

4.4 Otimização do trem de válvulas

O projeto de uma curva de camo que seja a mais eficiente possível com relação a alguns parâmetros de projeto é desafiador, principalmente na adaptação de projetos já existentes.

Como afirmam Mandal e Naskar (2008), um dos principais objetivos da manipulação computacional do perfil de camos é minimizar ou maximizar parâmetros dinâmicos do sistema, como valores de pico de aceleração e de *jerk*. Quanto à aplicação em trens de válvulas, pode-se ainda buscar curvas que otimizem a eficiência volumétrica, a pressão de *Hertz*, a vibração residual na válvula ou o esforço no tucho hidráulico.

A otimização de uma curva de camo significa determinar os valores ótimos dos pontos de controle de acordo com um requerimento de projeto para o sistema. Os pontos de controle são os nós intermediários ao intervalo de interpolação (Mandal, 2009). A Figura 4.9 mostra a localização dos pontos de controle.

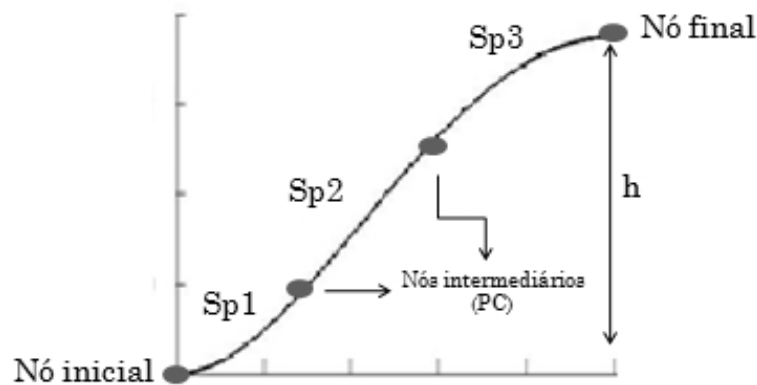


Figura 4.9 - Curva de deslocamento do camo: splines (Sp) e pontos de controle (PC).

De uma maneira geral, os pontos de controle são os pontos de interesse, ou seja, são as variáveis de projeto. De acordo com Mandal e Naskar (2008), os pontos de controle são caracterizados por dois parâmetros: posição angular (posição na abscissa) e deslocamento

(posição na ordenada). Os algoritmos de otimização trabalham com a variação dos valores da abscissa e da ordenada dos pontos de controle, ora variando apenas um deles, ora variando ambos. Portanto, se faz importante conhecer como os parâmetros de interesse variam com a variação da abscissa e da ordenada dos pontos de controle. As variáveis de projeto acabam sendo as posições de abscissa e ordenada dos pontos de controle.

Com relação aos objetivos, alguns trabalhos de pesquisa focam na maximização da área sob a curva do perfil do camo (QIN, 2014) ou da maximização da área sob a curva de levantamento da válvula, dada pela resposta dinâmica do sistema (JEON, 1989). Essa área é diretamente ligada à eficiência volumétrica do motor. Para um melhor enchimento do cilindro, a curva ideal de abertura de válvulas seria como dada na Figura 4.10, abrindo instantaneamente.

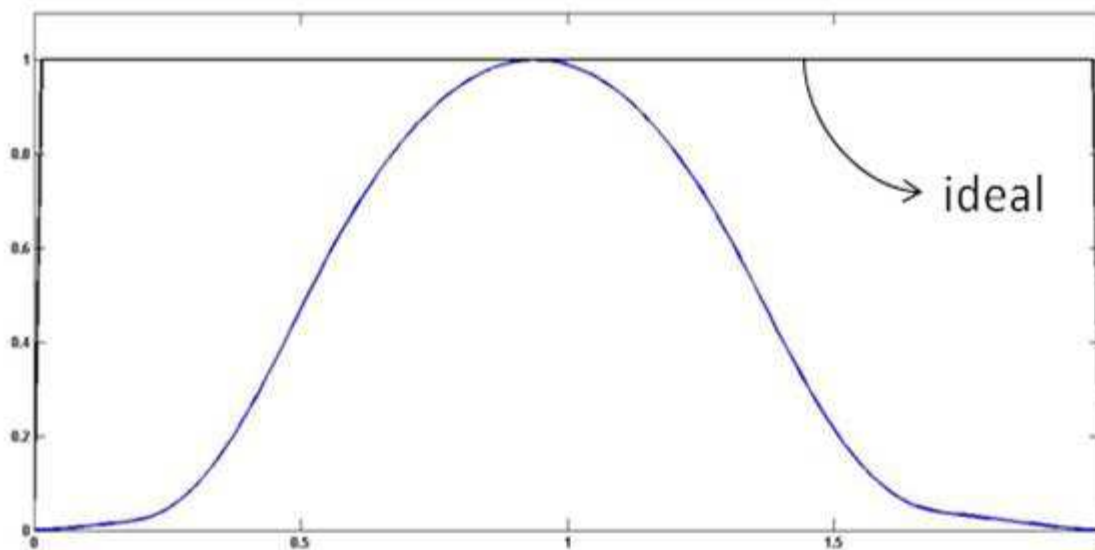


Figura 4.10 - Abertura ideal.

Como uma curva instantânea é impossível de ser obtida na prática, resta apenas buscar meios de se aumentar a área das curvas de deslocamento já existentes. Portanto, é desejável que a área sob a curva de deslocamento da válvula seja a maior possível (JEON, 1989).

Portanto, a função objetivo fica dada por

$$\max \int x_{valv} dt \quad (4.5)$$

Como a evolução diferencial apenas minimiza a função objetivo, a função objetivo fica:

$$\min \frac{1}{\int x_{valv} dt} \quad (4.6)$$

Assim, minimizar a função objetivo significa maximizar a área. Caracterizando-se, portanto, um processo de otimização mono-objetivo.

A área da curva de levantamento da válvula foi aproximada pelo método trapezoidal, mostrado na Figura 4.11.

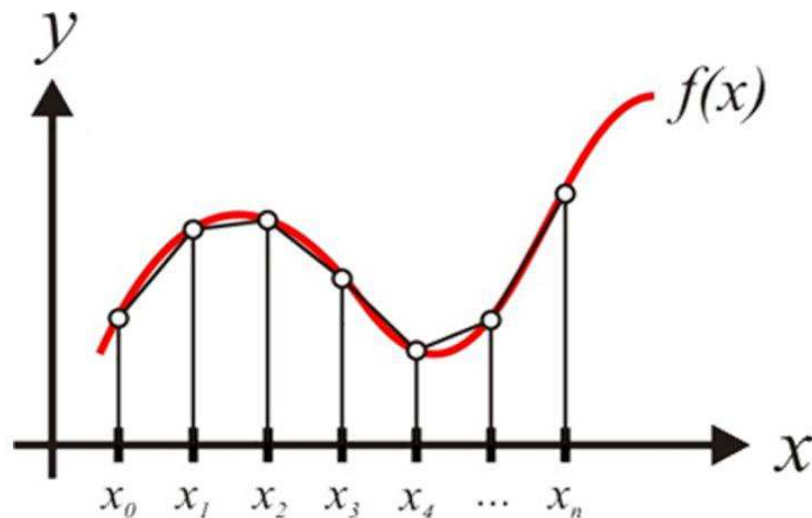


Figura 4.11 - Aproximação da área sob a curva.

Como mostra a Figura 4.10, este método aproxima a integral por pequenos trapézios formados sob a curva, que têm a área facilmente calculada.

Outro importante fator analisado neste trabalho foram os picos de aceleração da válvula na abertura e fechamento. A aceleração tem ligação direta com os esforços atuantes nos componentes do mecanismo. Por isso, muitos dos trabalhos buscam minimizá-la (JEON, 1989;

QIN, 2010; QIN, 2014). Jeon (1989) afirma que é interessante manter os picos de aceleração da válvula no menor nível possível.

De acordo com o que propuseram Qin e Chen (2014), será considerado que o perfil já apresenta suas propriedades gerais satisfatórias, sendo necessário apenas mudanças locais que impliquem em resultados locais. A função objetivo fica dada por

$$\min \ddot{x}_{valv LOCAL} \quad (4.7)$$

As próximas seções descrevem os estudos de caso implementados neste trabalho.

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados das simulações computacionais implementadas neste trabalho.

5.1 Resposta dinâmica da válvula

5.1.1 Diferença de resposta entre modelos

A seção 3.1 do Capítulo 3 mostrou os detalhes da modelagem de um grau de liberdade do trem de válvulas. A Figura 5.1 mostra a resposta do sistema de um grau de liberdade, para 2500rpm, quando ele é excitado pelo camo com perfil real, que foi obtido experimentalmente por Andreatta (2010) e é mostrado na Figura 2.3.

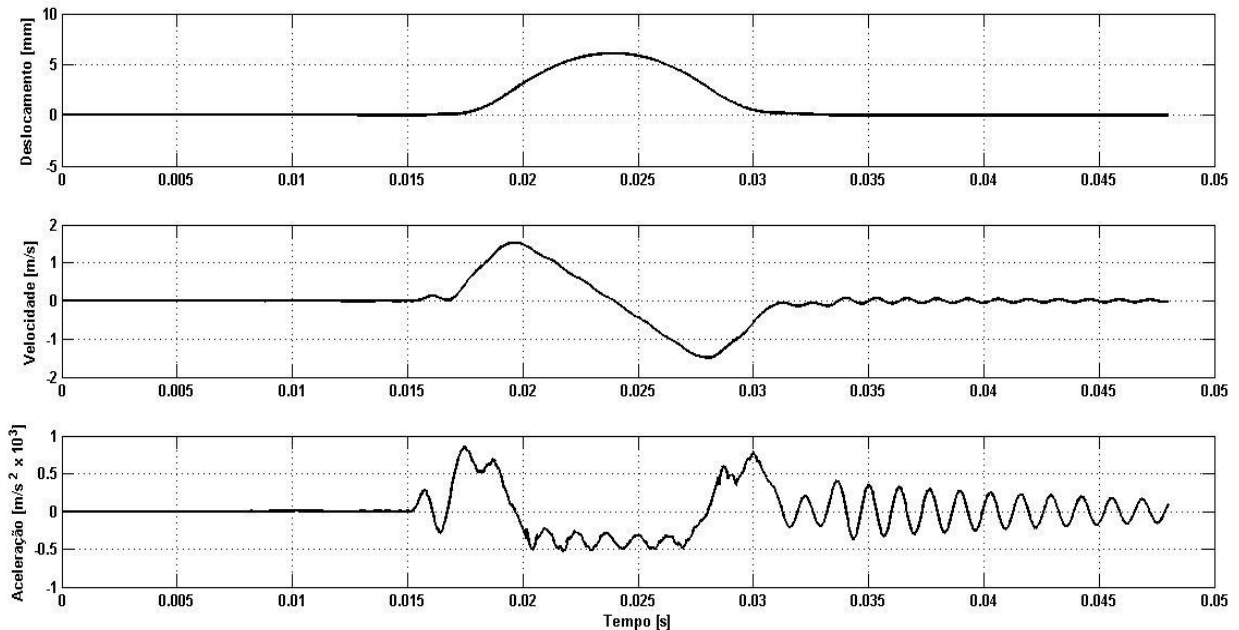


Figura 5.1 - Resposta temporal sistema de um grau de liberdade.

Este mesmo perfil real de um motor Diesel, atuando agora como a excitação do sistema de cinco graus de liberdade a 2500rpm, detalhado na seção 3.2 do Capítulo 3, tem a resposta dinâmica conforme mostrada na Figura 5.2.

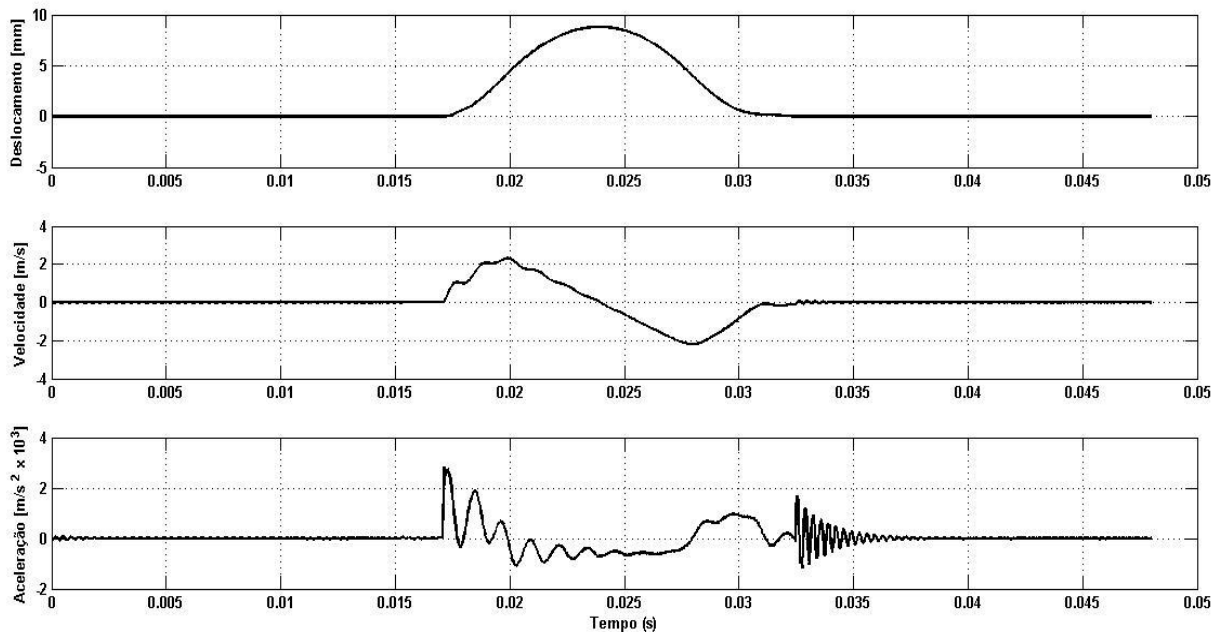


Figura 5.2 - Resposta temporal sistema de cinco graus de liberdade.

O modelo de cinco graus de liberdade foi desenvolvido especificamente para a válvula de exaustão, enquanto o modelo de um grau de liberdade é genérico, ou seja, não há distinção entre válvula de admissão e exaustão. Portanto, a partir de uma inspeção das Figuras 5.1 e 5.2, já se nota diferenças explícitas entre as respostas dinâmicas da válvula.

Duas grandes diferenças se dão na aceleração da válvula. A primeira delas se dá na aceleração do início da abertura da válvula. O modelo de cinco graus de liberdade contém o efeito da pressão residual na câmara de combustão, fazendo com que haja uma força contrária à abertura da válvula. Isso faz com que ocorra um pico na aceleração no início da abertura, como mostra a Figura 5.2.

Outra diferença ocorre na aceleração no término do fechamento. O modelo de cinco graus de liberdade é constituído dos efeitos de impactos entre a válvula e a sede, como descrito na seção 3.2 do Capítulo 3. Assim, no fechamento da válvula ocorrem seguidos impactos entre a válvula e a sede, fazendo com que a aceleração varie intensamente, como mostra a Figura 5.2.

Portanto, o modelo de um grau de liberdade não consegue simular adequadamente os efeitos físicos reais presentes no sistema. Dificilmente ele pode dar alguma informação quantitativa. Por outro lado, este modelo de cinco graus de liberdade apresenta boa correlação com os dados obtidos através de validações experimentais (Tomoyose, 2013). Portanto, será utilizado o modelo de cinco graus de liberdade nas análises seguintes deste trabalho, já que o modelo dinâmico do trem de válvulas é essencial para a implementação coesa de processos de otimização da dinâmica do trem de válvulas.

5.1.2 Resposta inicial dos perfis parametrizados

A prática comum de pesquisadores que trabalham com a otimização de perfis de camos é utilizar perfis parametrizados pelo deslocamento e interpolados por splines. Neste trabalho de pesquisa, também foi feita uma tentativa de parametrização da curva de deslocamento. Foi utilizado como base o método apresentado por Mabie e Reinholtz (1986), que acopla curvas de famílias harmônicas e cicloidal. O método une dois segmentos de "meia subida" dessas famílias. Porém, como o objetivo do trabalho era ter dados o mais próximo possível da realidade, foi introduzido o segmento de velocidade constante, e a curva passou ser formada por quatro segmentos, e não dois segmentos de "meia subida". A seção 2.3 do Capítulo 2 descreveu o processo de parametrização do perfil do camo pela curva de deslocamento. Utilizando como parâmetros iniciais $h = 1$, $\beta_0 = 1$, $\beta_1 = 10\%\beta$ e $\beta_2 = 10\%\beta$ para um perfil simétrico, o perfil fica como mostrado na Figura 2.16.

A resposta dinâmica do sistema de cinco graus de liberdade para este perfil fica como mostrada na Figura 5.3. Destaca-se em azul a resposta dinâmica da válvula quando o sistema é excitado pela função geradora do perfil do camo parametrizada pela curva de deslocamento. Em preto é destacada a resposta dinâmica do mesmo sistema dinâmico, mas quando a excitação é o perfil real obtido experimentalmente por Andreatta (2010).

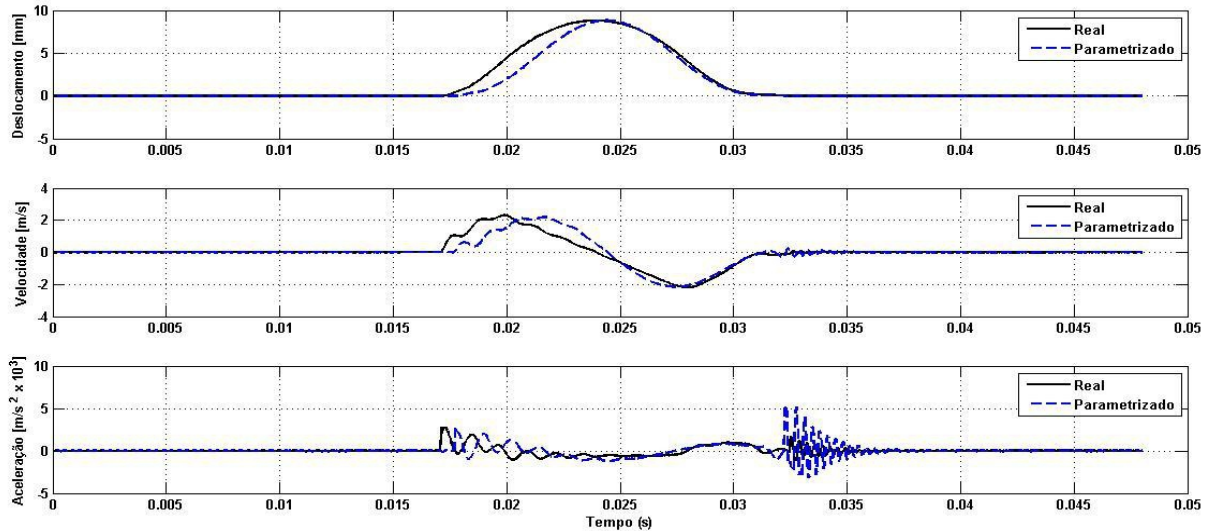


Figura 5.3 - Resposta temporal sistema de cinco graus de liberdade com perfil parametrizado pelo deslocamento.

A principal diferença entre as respostas dinâmicas se deve ao fato de que o perfil parametrizado é simétrico (o perfil real não é simétrico) e o perfil foi discretizado em poucos segmentos.

Outra parametrização apresentada neste trabalho foi parametrização do perfil do camo pela curva de aceleração, que foi detalhado na seção 2.4 do Capítulo 2. Ele resultou no perfil mostrado na Figura 2.20.

A resposta dinâmica do sistema de cinco graus de liberdade para este perfil fica como mostrada na Figura 5.4. Destaca-se em azul a resposta dinâmica da válvula quando o sistema é excitado pela função geradora do perfil do camo parametrizada pela curva de aceleração. Mais

uma vez, em preto é destacada a resposta dinâmica do mesmo sistema dinâmico, mas quando a excitação é o perfil real obtido experimentalmente por Andreatta (2010).

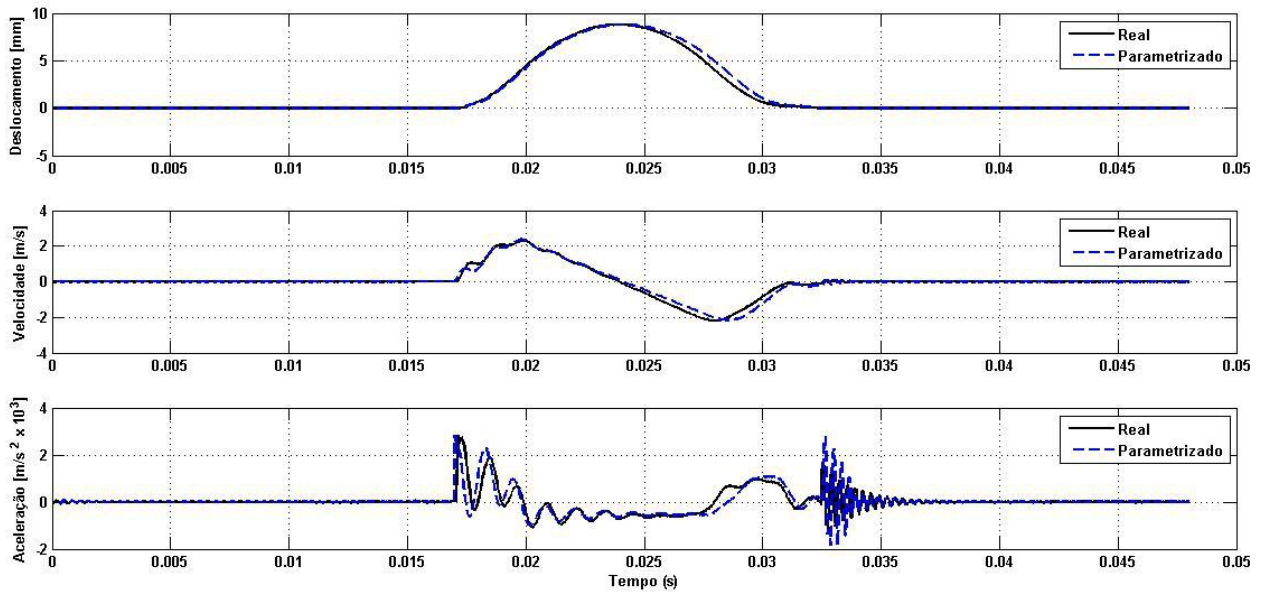


Figura 5.4 - Resposta temporal sistema de cinco graus de liberdade com perfil parametrizado pela aceleração.

Como o perfil parametrizado pela aceleração é muito mais próximo do perfil real devido a maior segmentação do perfil, as respostas dinâmicas também são mais próximas. Ele tem resposta dinâmica próxima tanto na abertura quanto no fechamento, sendo as pequenas diferenças devido ao perfil ajustado ser simétrico e os valores de pico serem aproximados.

5.2 Otimização do perfil real sem parametrização

Mandal e Naskar (2008) apresentam a teoria dos pontos de controle, que diz que o camo pode ser otimizado levando em consideração a variação da posição angular e da posição na

ordenada dos pontos de controle. Os pontos de controle são pontos de interesse internos ao intervalo do perfil do camo.

Nesta análise, será considerado que a função objetivo é a minimização do pico de aceleração no fim do intervalo de fechamento, como mostra a Figura 5.5. A função objetivo fica dada pela Equação 4.7.

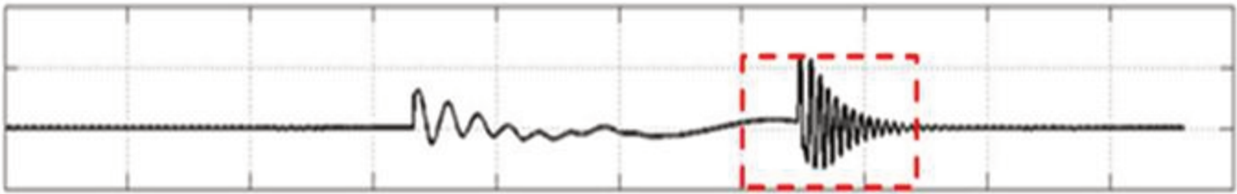


Figura 5.5 - Minimização da aceleração no fechamento.

Como o perfil real já é utilizado em motores, será considerando que o perfil já apresenta suas propriedades gerais satisfatórias. Portanto, ele será otimizado localmente.

Serão escolhidos os últimos dez pontos de controle do perfil real, como mostra a Figura 5.6, fixando o parâmetro de posição angular e estabelecendo que todos possam variar $\pm 10\%$ do valor original da ordenada.

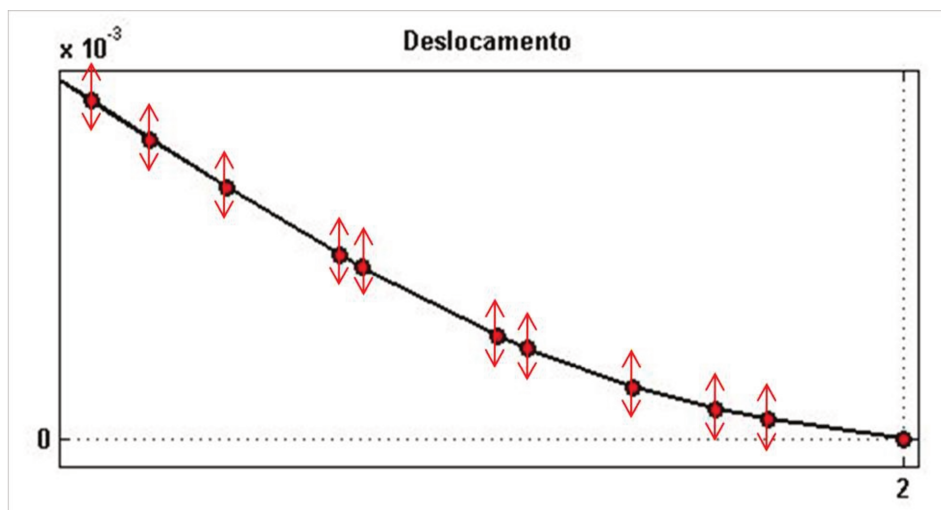


Figura 5.6 - Pontos de controle escolhidos.

A Tabela 5.1 mostra os parâmetros de entrada do algoritmo evolutivo. Como há dez variáveis de projeto ($D = 10$), cada população terá 100 indivíduos ($M = 10xD$). Os outros valores de entrada são os valores padrões introduzidos no Capítulo 4.

Tabela 5.1 - Dados de entrada para otimização com pontos de controle.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior das Variáveis de Projeto	$\pm 10\%$
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	10
Número de Indivíduos por População (M)	100

A Figura 5.7 compara as respostas dinâmicas do sistema excitado pelo perfil inicial e pelo perfil otimizado.

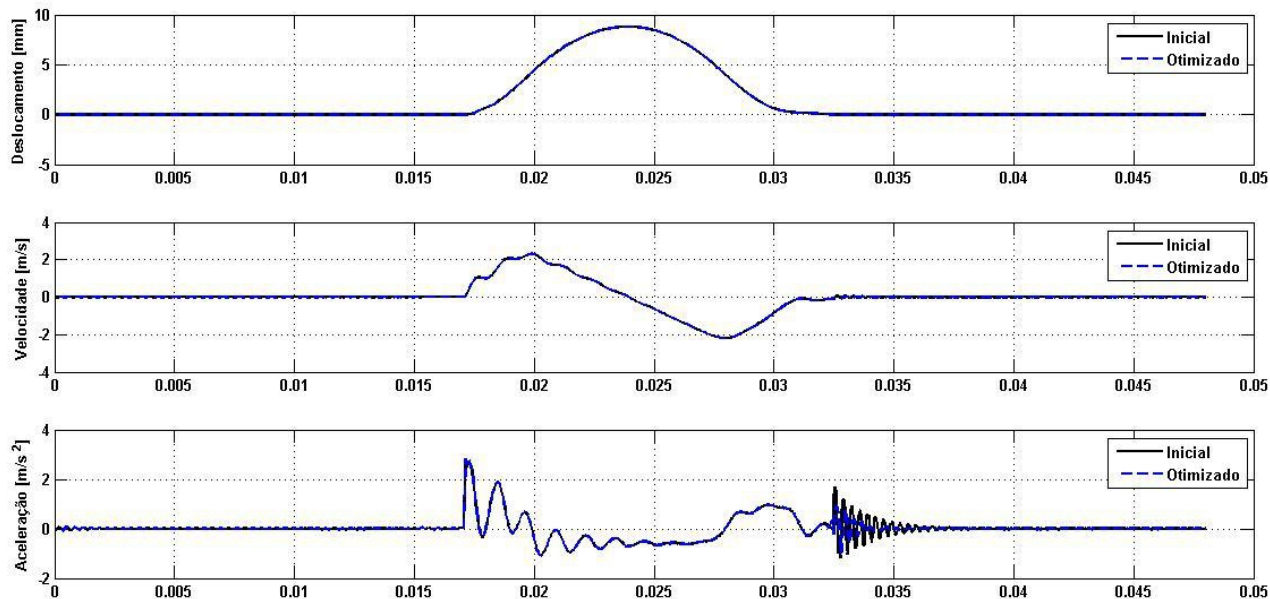


Figura 5.7 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração por pontos de controle @ 2500rpm.

A Figura 5.7 mostra que o objetivo da otimização foi concluído, pois houve redução de aproximadamente 45% no valor do pico de aceleração no fechamento.

Fato é que não há conhecimento da equação deste perfil real. Os pontos de controle são modificados enquanto o restante do perfil permanece inalterado. A diferença entre o perfil inicial e o perfil otimizado se dá apenas nessa pequena região alterada, como mostra a Figura 5.8.

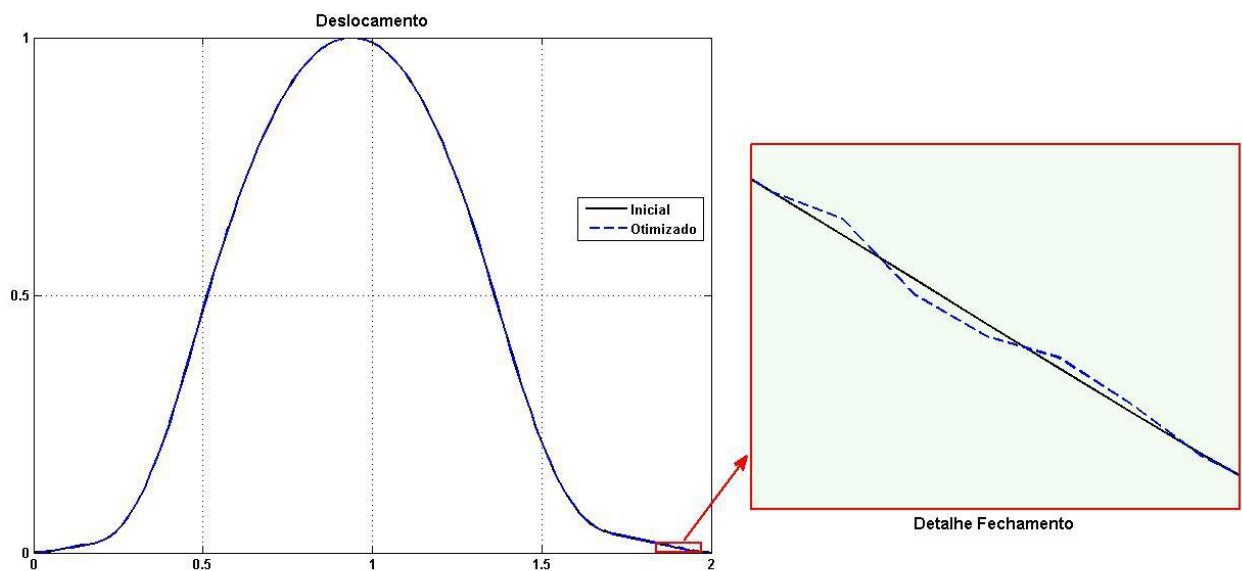


Figura 5.8 - Detalhe da otimização por pontos de controle.

A Figura 5.8 mostra que o perfil não se auto-ajusta a cada mudança nos valores de ordenada dos pontos de controle. Além disso, a Figura 5.9 mostra que haverá descontinuidades nas derivadas no local otimizado, o que faz com que o perfil não seja mais adequado para um camo (MANDAL, 2009).

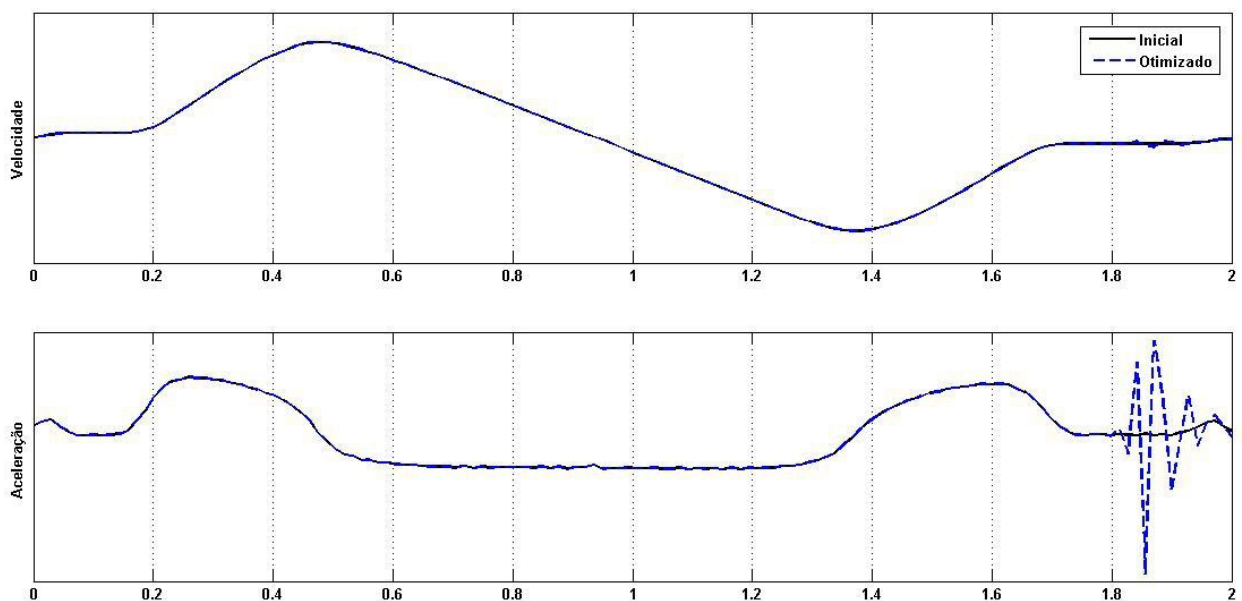


Figura 5.9 - Descontinuidade nas derivadas.

Essa alteração também faz com que o raio de curvatura seja menor na região otimizada, como mostra a Figura 5.10.

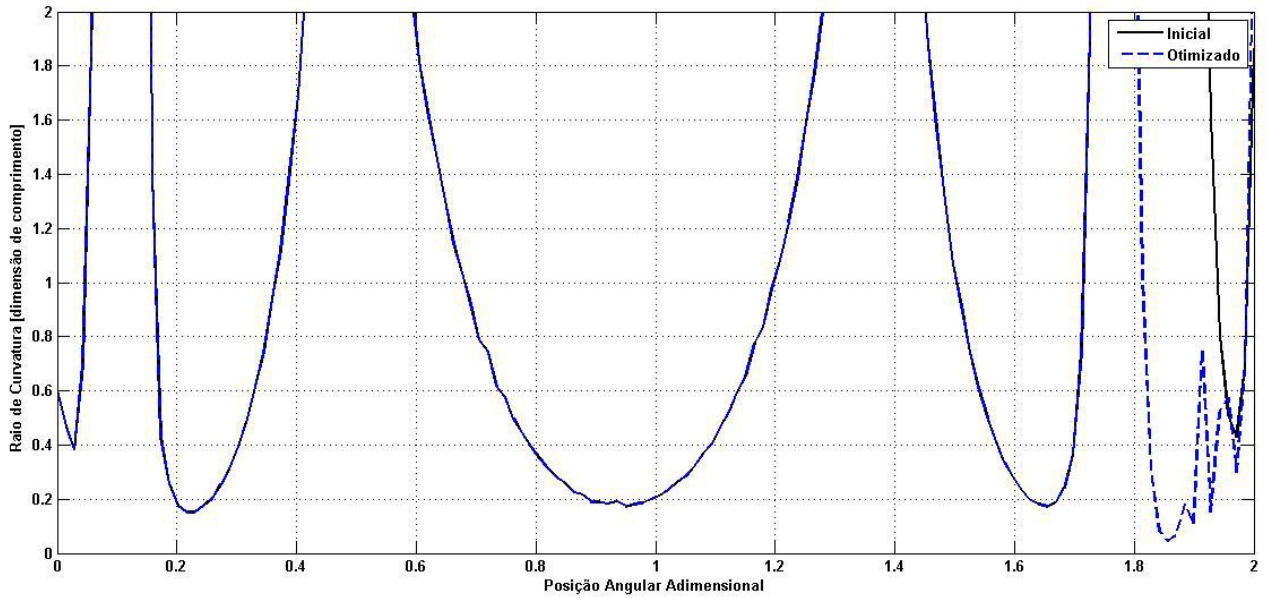


Figura 5.10 - Raio de curvatura do perfil adimensional.

O raio de curvatura de uma função é dado pela Equação 5.1, onde a função do perfil do camo e suas derivadas são representadas vetorialmente (STEWART, 2008).

$$R = \frac{|\vec{y}'(t)|^3}{|\vec{y}'(t) \times \vec{y}''(t)|} \quad (5.1)$$

Como a região otimizada tem uma queda do raio de curvatura, como mostra a Figura 5.10, podem ocorrer problemas na manufatura do perfil ótimo, já que o raio de curvatura é diretamente ligado ao raio máximo da ferramenta de fabricação, ou seja, à capacidade de o perfil ser fabricado.

De modo a evitar que essa falta de ligação entre perfil e pontos de controle, o perfil foi parametrizado. Assim, qualquer alteração faz com que ele se auto-ajuste através de suas equações conhecidas.

5.3 Otimização com perfil parametrizado pelo deslocamento

Nesta seção serão apresentados os estudos de caso do perfil parametrizado pelo deslocamento, que teve sua construção detalhada na seção 2.3 do Capítulo 2.

5.3.1 Maximização da área pela duração das rampas @ 2500rpm

O objetivo desta otimização é maximizar a área sob a curva de deslocamento da válvula, como mostra a Figura 5.11. Matematicamente, a função objetivo é dada pela Equação 4.6

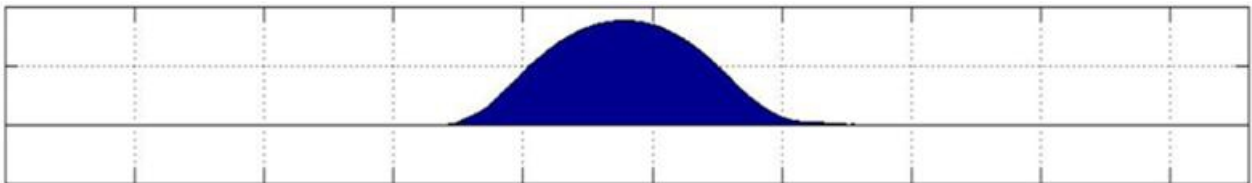


Figura 5.11 - Maximização da área sob a curva de deslocamento.

A Tabela 5.2 mostra os dados de entrada do algoritmo de otimização. Neste caso, há apenas uma variável: a duração das rampas, pois as rampas têm mesma duração uma vez que o perfil deve ser simétrico.

Tabela 5.2 - Dados de entrada para maximização da área para perfil do camo parametrizado pelo deslocamento @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior das Variáveis de Projeto	0 a 85% da duração de meio perfil
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	1
Número de Indivíduos por População (M)	10

Figura 5.12 mostra a resposta dinâmica do perfil otimizado e do perfil que foi inicialmente parametrizado na seção 2.3 do Capítulo 2.

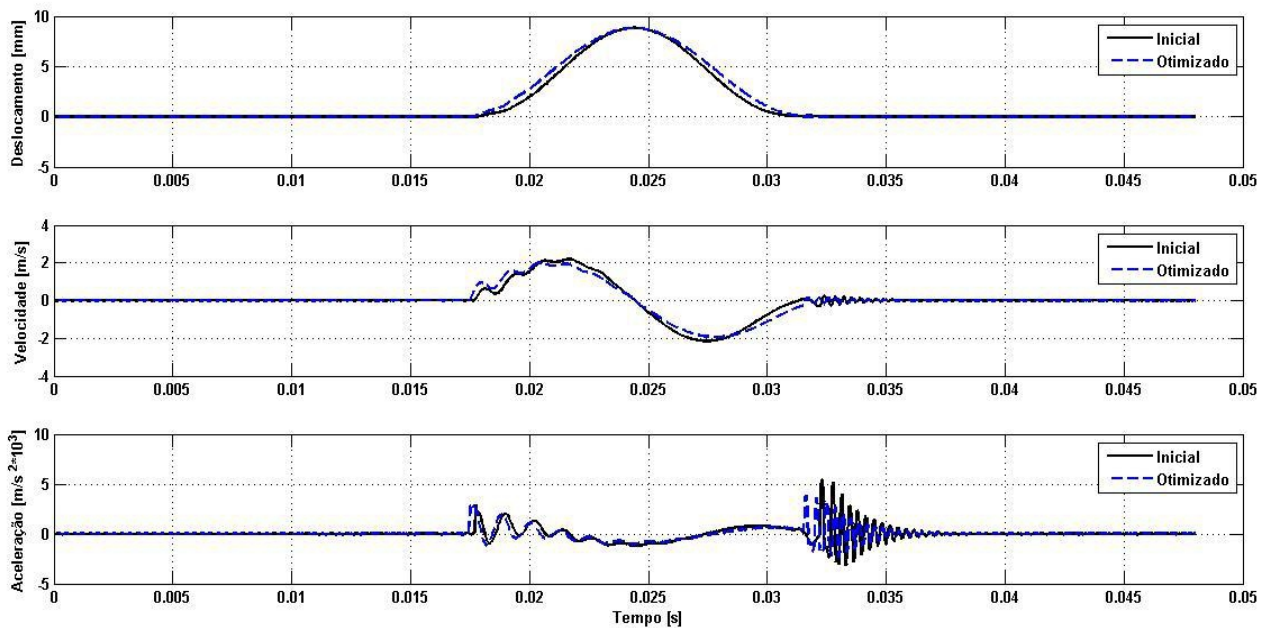


Figura 5.12 - Resposta dinâmica para maximização da área pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.

Neste caso, houve um aumento de aproximadamente 10,4% na área sob a curva de deslocamento da válvula. A Figura 5.13 mostra a diferença entre os parâmetros cinemáticos do perfil do camo otimizado e inicial.

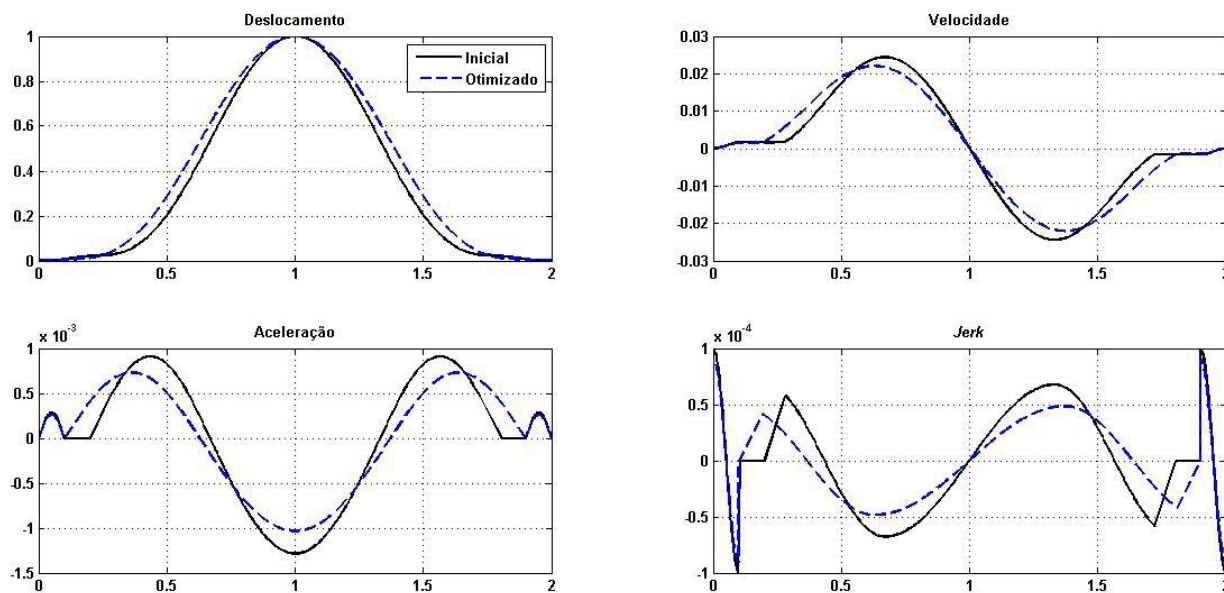


Figura 5.13 - Perfil para maximização da área pela parametrização do deslocamento @2500rpm.

A Figura 5.13 mostra claramente que a presença das rampas diminui a área sob a curva de deslocamento. Antes da otimização elas correspondiam a 10% da duração do perfil e foram levadas praticamente a zero depois da otimização.

A Figura 5.14 mostra o valor da área do melhor membro de cada geração na otimização. Percebe-se que os valores convergem com poucas iterações.

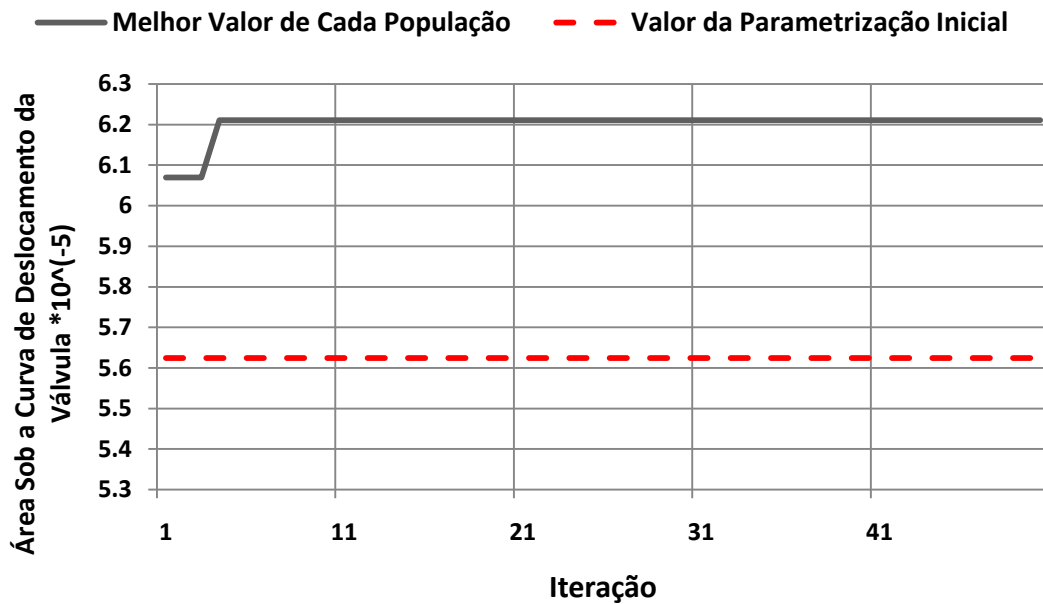


Figura 5.14 - Melhor membro de cada geração para maximização da área.

5.3.2 Minimização da aceleração pela duração da rampa @ 2500rpm

O objetivo desta simulação é minimizar o pico da aceleração no fechamento do perfil, como mostrado na Figura 5.5. A função objetivo fica dada pela Equação 4.7. Os dados de entrada do algoritmo de otimização são os mesmos da Tabela 5.2. Figura 5.15 mostra a resposta dinâmica do perfil otimizado e do perfil que foi inicialmente parametrizado na seção 2.3 do Capítulo 2.

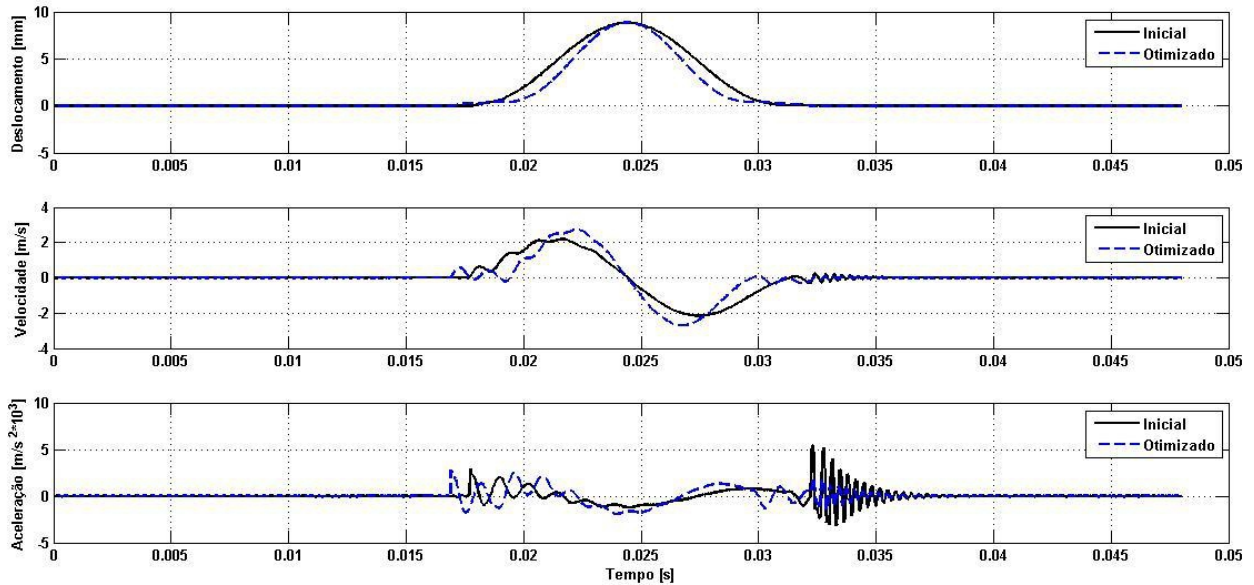


Figura 5.15 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.

A Figura 5.15 mostra claramente que há um compromisso quando a aceleração é reduzida: a área sob a curva de deslocamento também é reduzida. Neste caso, enquanto a área sob a curva de deslocamento foi reduzida de aproximadamente 17%, o pico de aceleração no fechamento foi reduzido em aproximadamente 49%. A Figura 5.16 mostra o valor da função objetivo do melhor membro de cada geração.

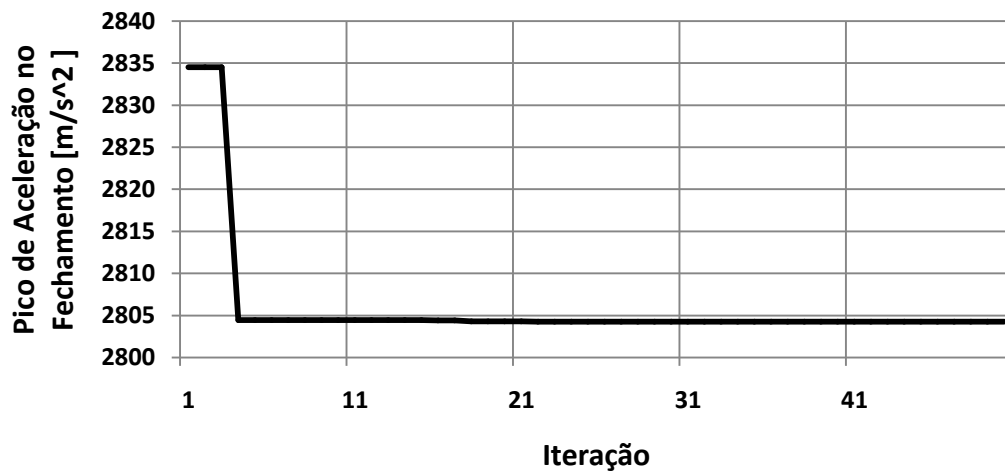


Figura 5.16 - Melhor membro de cada geração para minimização da aceleração.

A maximização da área requer que as rampas sejam praticamente eliminadas do perfil, mas isso não ocorre na minimização da aceleração. A Figura 5.17 mostra que há um comprimento de rampa bem definido que minimiza a aceleração: neste caso, elas correspondem a aproximadamente 28% da duração do perfil.

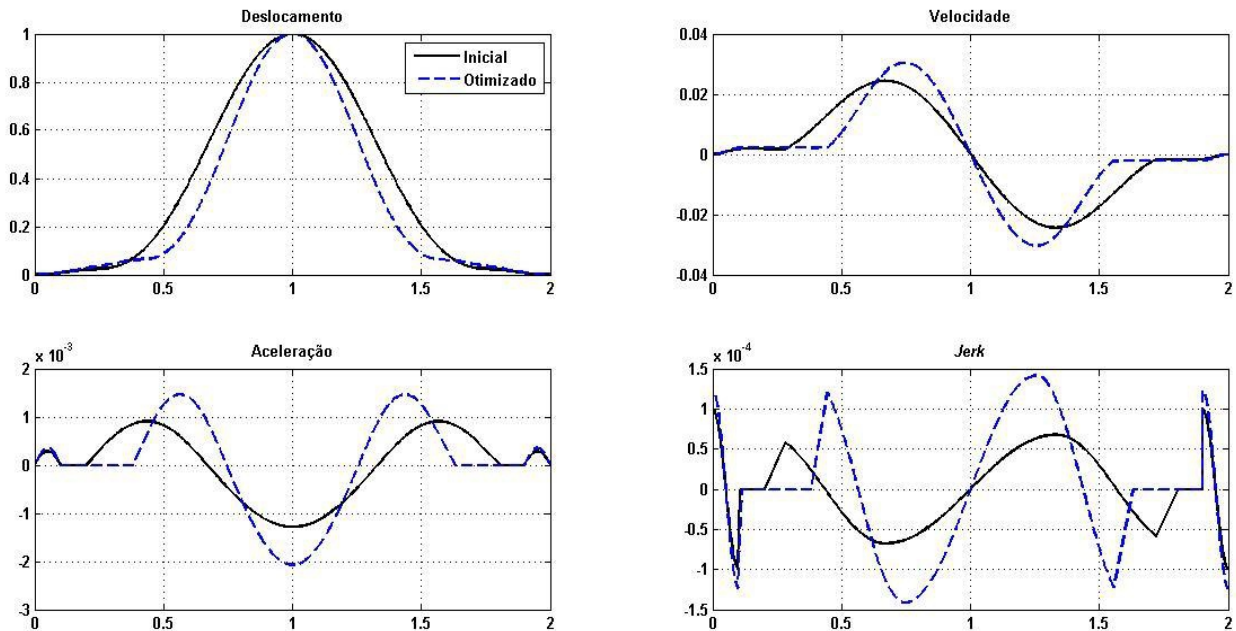


Figura 5.17 - Perfil para minimização da aceleração pela parametrização do deslocamento @ 2500rpm.

A parametrização do perfil pela curva de deslocamento implementada neste trabalho apenas permite análises para perfis simétricos. A próxima seção deste capítulo trata das análises para o perfil parametrizado pela aceleração, que permite análises com perfis assimétricos.

5.4 Otimização com perfil parametrizado pela aceleração

Nesta seção serão apresentados os estudos de caso do perfil parametrizado pela curva de aceleração, que teve sua construção detalhada na seção 2.4 do Capítulo 2.

5.4.1 Parâmetros de abertura

Neste item serão analisados os parâmetros de abertura do perfil e sua influência na resposta dinâmica da válvula de exaustão.

- Análise 1:

A Figura 5.18 mostra a variável de projeto utilizada nesta análise. Ela é a duração do segmento de velocidade constante do perfil do camo.

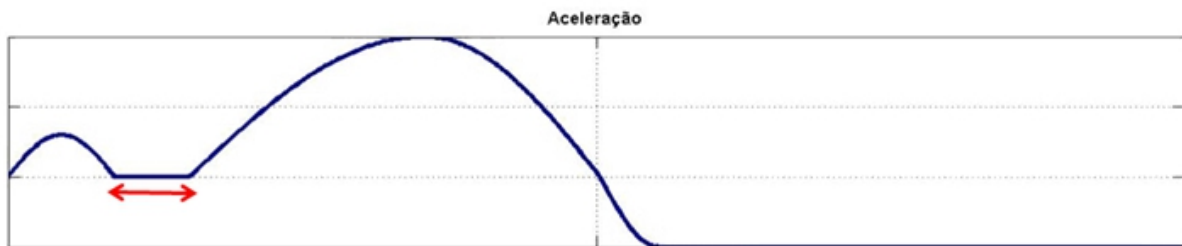


Figura 5.18 - Variável de projeto: duração da rampa de abertura.

A Tabela 5.3 mostra os dados de entrada do algoritmo evolutivo.

Tabela 5.3 - Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração da rampa de abertura para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Duração	0 a 50% da duração de meio perfil
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	1
Número de Indivíduos por População (M)	15

Em primeira análise, será considerada a função objetivo como sendo o pico da aceleração no início da abertura. Ela é mostrada na Figura 5.19.

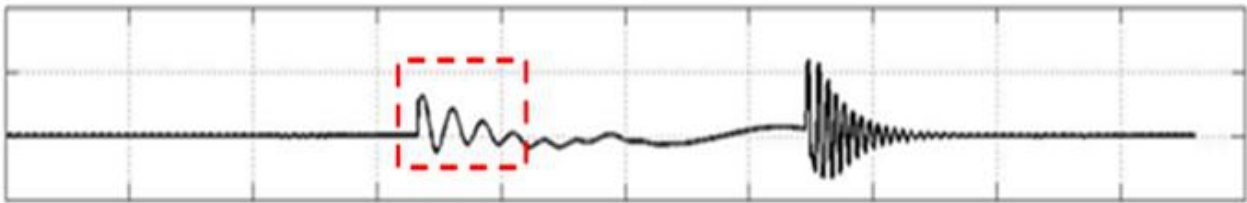


Figura 5.19 - Minimização da aceleração na abertura

A Figura 5.20 mostra a resposta dinâmica do perfil que minimiza a aceleração no início da abertura em contraste com a resposta para o perfil inicialmente proposto na seção 2.4 do Capítulo 2.

Essa análise mostra que a rampa de abertura tem pouca influência no pico de aceleração na abertura da válvula, já que o valor de pico da aceleração na abertura diminuiu em aproximadamente 1% e a duração da rampa de abertura varia em aproximadamente 59%. A área sob a curva de deslocamento diminuiu cerca de 0,6%.

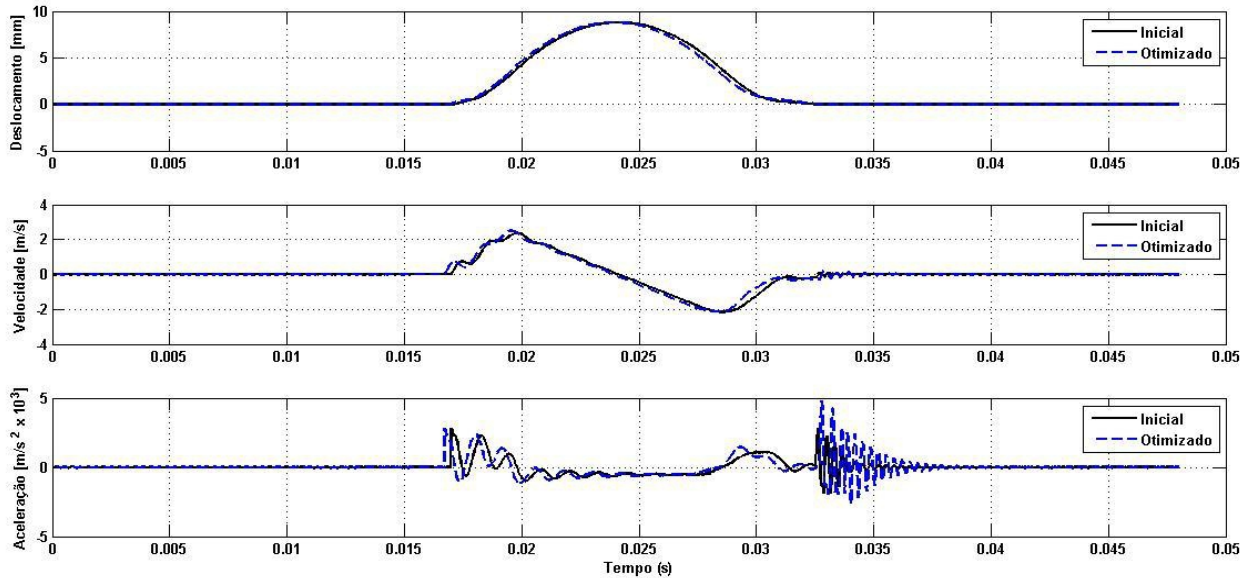


Figura 5.20 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração na abertura através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

A rampa na abertura influencia pouco o pico de aceleração porque provavelmente o pico de aceleração na abertura ocorre principalmente devido à força resultante da pressão residual na câmara de combustão. A pressão residual faz com que o sistema sofra esforços que sejam contra a abertura da válvula.

A Figura 5.21 mostra os parâmetros cinemáticos do perfil otimizado comparado com o perfil inicialmente parametrizado.

A área sob a curva de deslocamento da Figura 5.21 também diminui aproximadamente 0,6% após a otimização. A curva do perfil fica assimétrica, pois os outros segmentos se ajustam para anular a área líquida sob a curva de aceleração e velocidade.

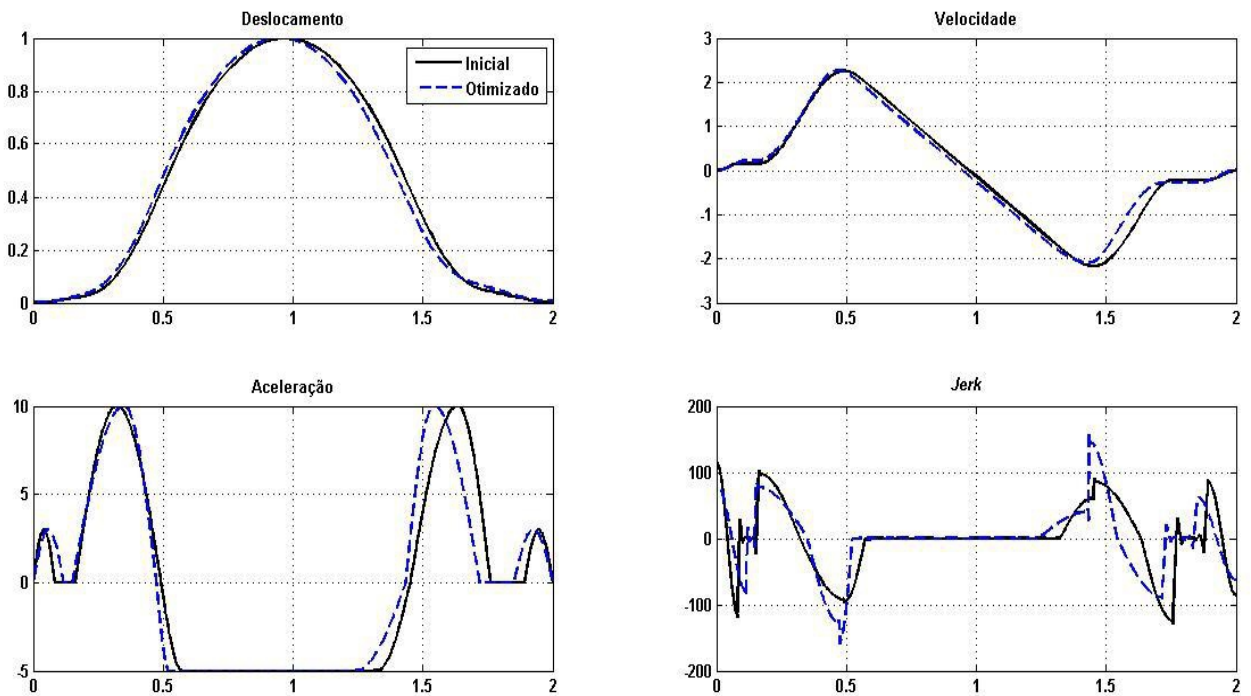


Figura 5.21 - Perfil para minimização da aceleração na abertura através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Agora, será considerada a função objetivo como sendo a área sob a curva de deslocamento da válvula, como mostra a Figura 5.11. Com os parâmetros de entrada do algoritmo evolutivo dados pela Tabela 5.3, a resposta dinâmica do perfil inicialmente parametrizado e do perfil otimizado são mostradas na Figura 5.22.

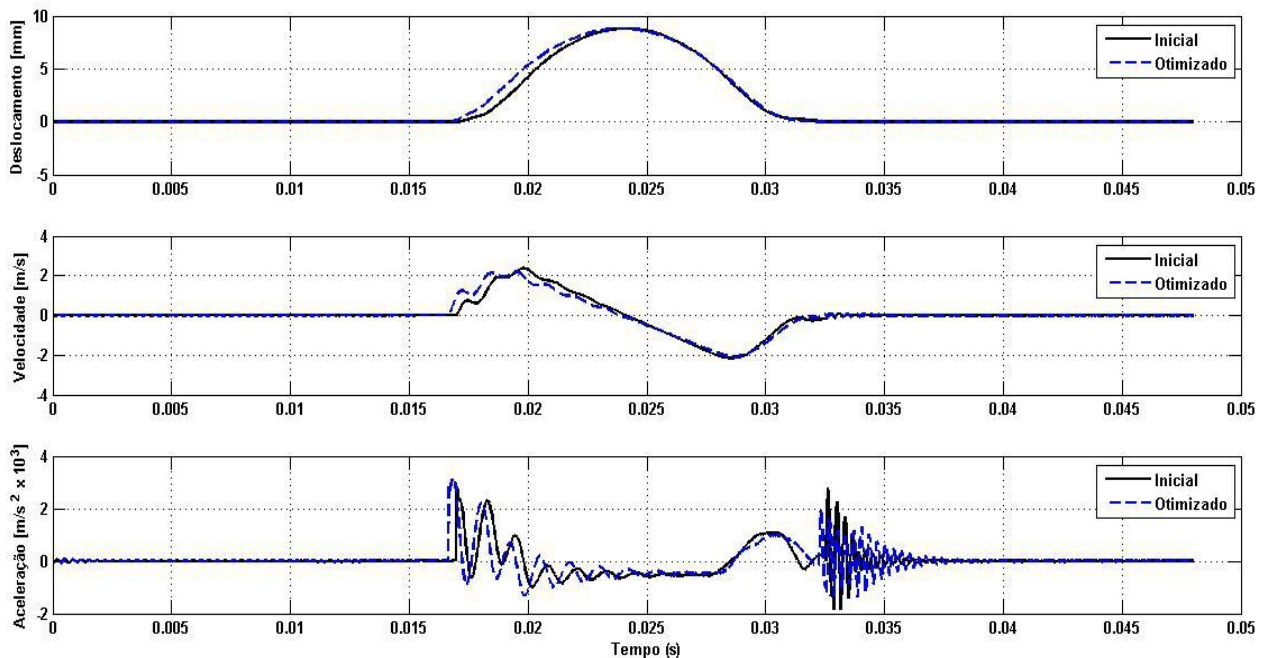


Figura 5.22 - Resposta dinâmica para maximização da área através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Neste caso, a área sob a curva de deslocamento aumentou aproximadamente 6,4%, enquanto o pico de aceleração no início da abertura aumentou aproximadamente 12,4%.

Nota-se que, assim como ocorreu para a análise do perfil parametrizado pela curva de deslocamento, a maximização da área ocorre com um prejuízo na aceleração da região otimizada. Mas mesmo assim a aceleração aumenta pouco, já que o pico de aceleração no início da abertura se deve mais à força de pressão residual da câmara de combustão.

A Figura 5.23 mostra os parâmetros cinemáticos do perfil otimizado e inicial. A duração de rampa que permite a maximização da área foi a menor possível. Essa análise também se repetiu quando o perfil é parametrizado pela curva de deslocamento. Porém, no caso se o perfil ser parametrizado pela aceleração, a curva do perfil fica assimétrica, com os outros segmentos de ajustando para anular a área líquida sob a curva de aceleração e velocidade.

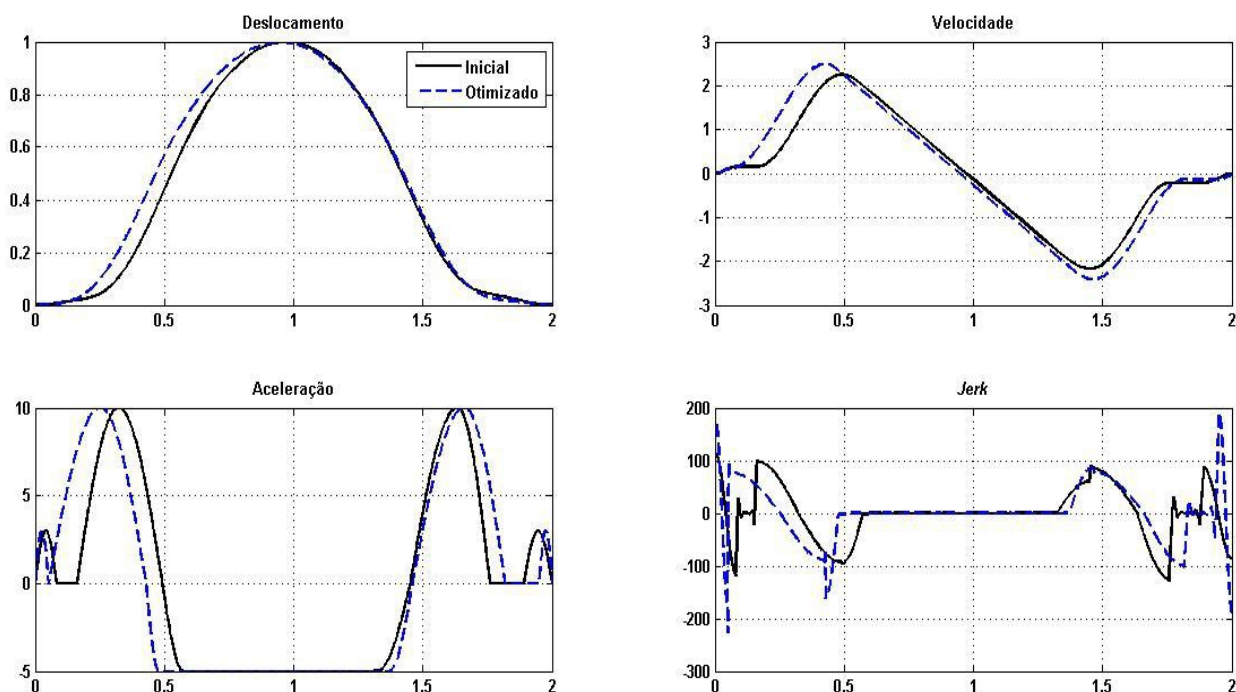


Figura 5.23 - Perfil para maximização da área através da duração da rampa de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Nas análises, a rampa de abertura pouco influenciou os picos de aceleração no início da abertura da válvula de exaustão, já que no momento em que ela entra em ação o sistema ainda sofre com os efeitos imediatos da pressão residual da câmara de combustão.

- Análise 2:

A Figura 5.24 mostra a variável de projeto utilizada nesta análise. Ela é a amplitude do primeiro segmento cicloidal do perfil do camo.

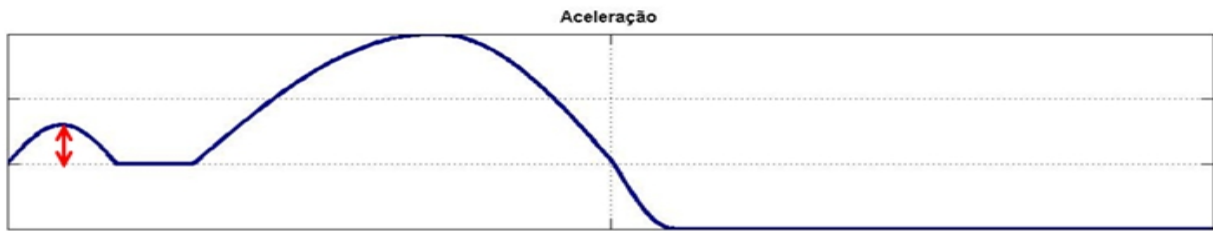


Figura 5.24 - Variável de projeto: amplitude do primeiro segmento cicloidal.

Considerando a função objetivo como sendo a aceleração no início da abertura da válvula, como mostra a Figura 5.19, os parâmetros de entrada do algoritmo evolutivo ficam como mostrados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da amplitude do primeiro segmento cicloidal para perfil do camo parametrizado pela aceleração @2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Amplitude	1 a 5
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	1
Número de Indivíduos por População (M)	15

A resposta dinâmica do perfil inicialmente parametrizado e do perfil otimizado são mostradas na Figura 5.25.

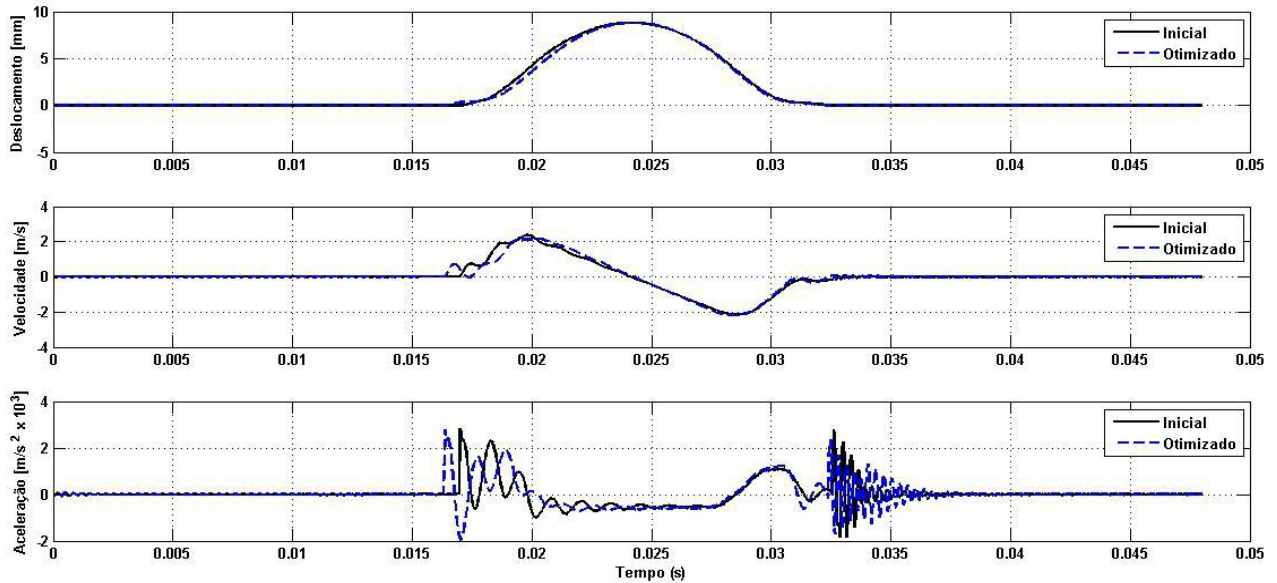


Figura 5.25 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da amplitude do primeiro segmento cicloidal de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Nota-se que a válvula atinge os picos de aceleração na abertura mais rapidamente. Isso ocorre porque o processo de otimização leva a um valor de amplitude maior no segmento cicloidal. Esse segmento com maior amplitude faz com que a válvula inicie sua abertura de forma menos suave, como mostra a Figura 5.26.

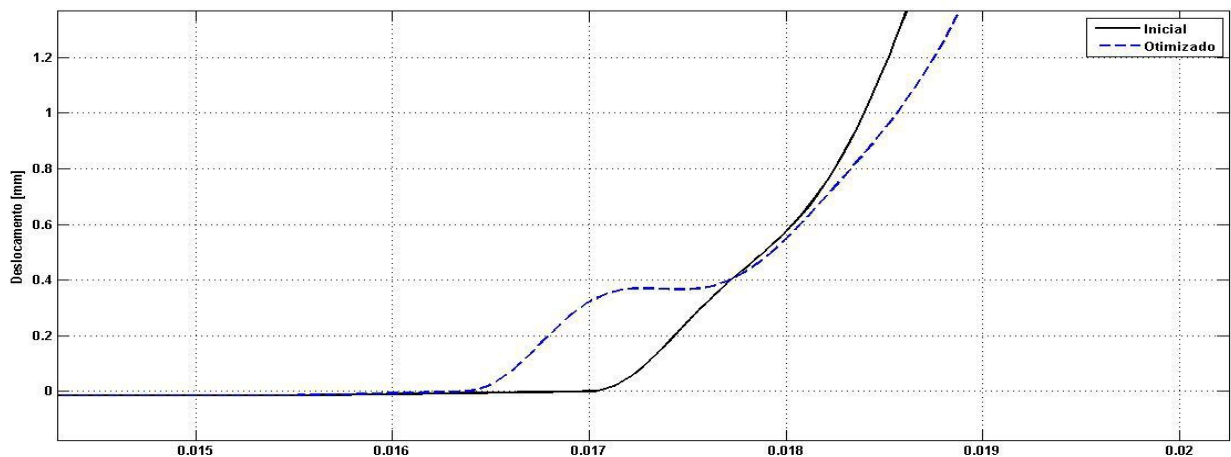


Figura 5.26 - Detalhe na abertura da válvula.

A amplitude do pico cicloidal aumentou 40% e o pico de aceleração foi reduzido aproximadamente 1,3%. A amplitude deste segmento também pouco influenciou o pico de aceleração no início da abertura da válvula devido à força resultante da pressão residual na câmara de combustão. Além do mais, houve um decréscimo da área sob a curva de deslocamento de aproximadamente 3,4%.

A Figura 5.27 mostra a comparação entre o perfil otimizado e o perfil inicial. Pode-se ver que o perfil ótimo apresenta amplitude maior no segmento cicloidal. Porém, por mais que a amplitude seja variada bastante, há pouca alteração no pico de aceleração.

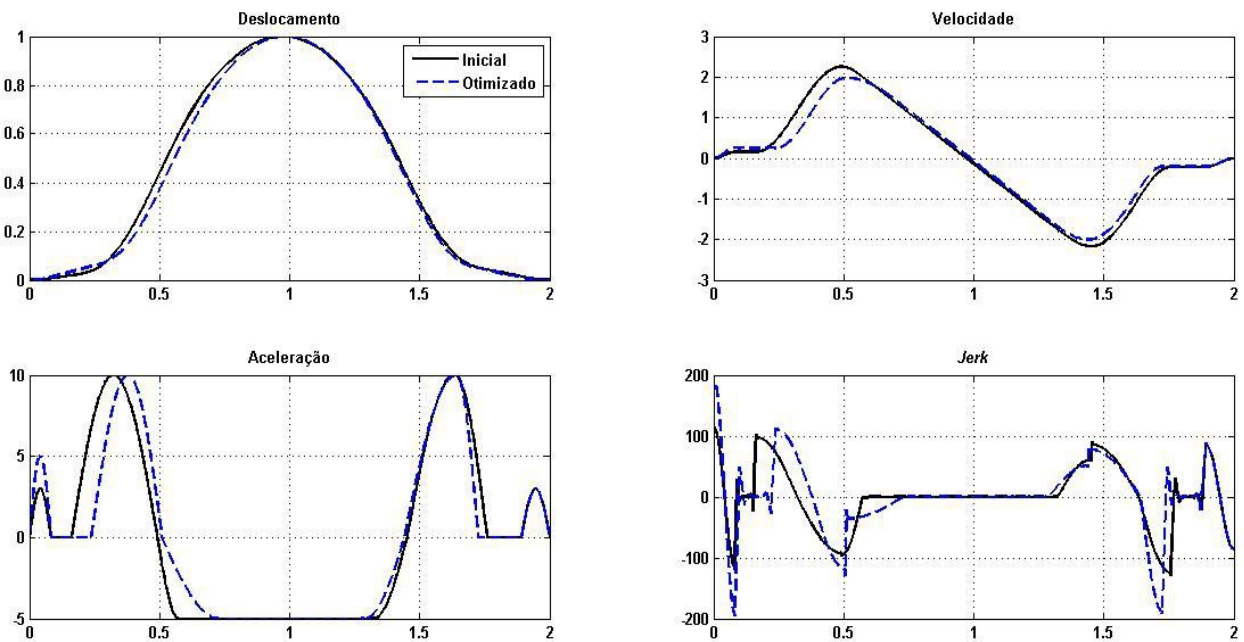


Figura 5.27 - Perfil para minimização da aceleração através da amplitude do primeiro segmento cicloidal de abertura pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

5.4.2 Parâmetros de fechamento

Neste item serão analisados os parâmetros de abertura do perfil e sua influência na resposta dinâmica da válvula de exaustão.

- Análise 1:

A Figura 5.28 mostra a variável de projeto utilizada nesta análise. Ela é a duração do segmento de velocidade constante do perfil do camo.

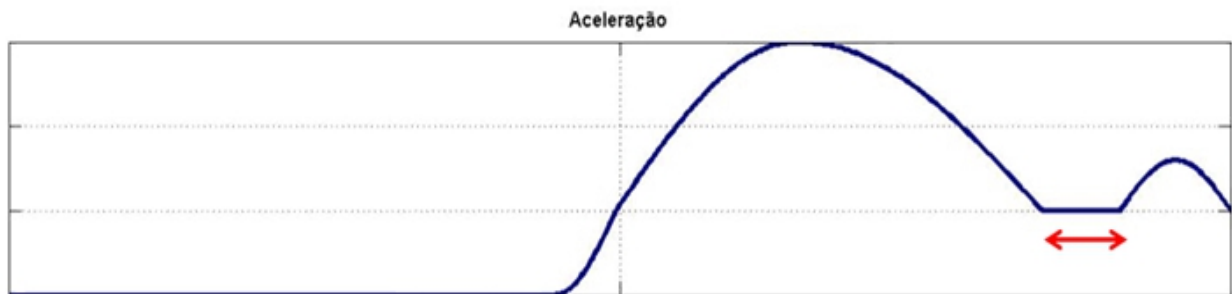


Figura 5.28 - Variável de projeto: duração da rampa de fechamento.

A Tabela 5.5 mostra os dados de entrada do algoritmo evolutivo.

Tabela 5.5 - Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração da rampa de fechamento para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Duração	0 a 50% da duração de meio perfil
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	1
Número de Indivíduos por População (M)	15

Em primeira análise, será considerada a função objetivo como sendo o pico de aceleração no término do fechamento. Ela é mostrada na Figura 5.5.

A Figura 5.29 mostra a resposta dinâmica do perfil que minimiza a aceleração no fechamento em contraste com a resposta para o perfil inicialmente parametrizado.

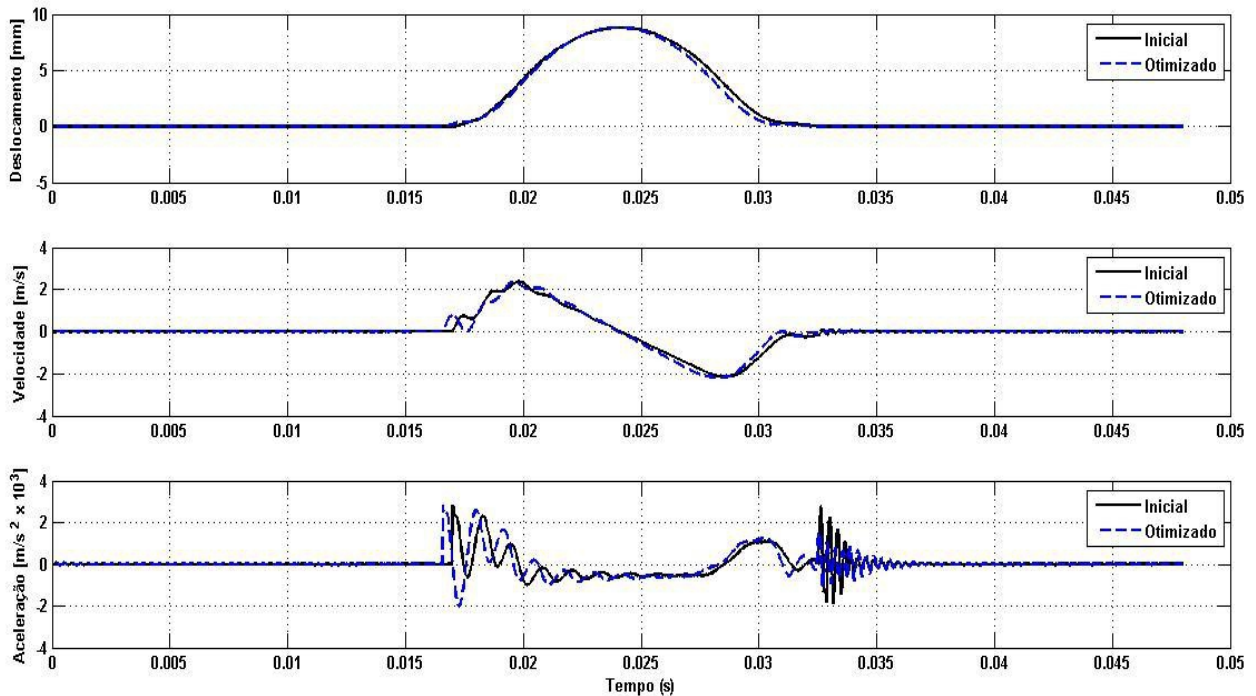


Figura 5.29 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Enquanto a duração do segmento de velocidade constante aumentou aproximadamente 76,5%, o pico de aceleração no fechamento diminuiu aproximadamente 45%.

Ao contrário da rampa de abertura, a rampa de fechamento exerce maior influencia sobre a aceleração no término do fechamento. Turkish (1946) afirma que a rampa na descida tem o objetivo de minimizar impactos no fechamento da válvula, e é justamente isso que o aumento da duração da rampa fez.

Há um decréscimo de aproximadamente 5% na área sob a curva de deslocamento da válvula. Da mesma maneira que nas análises anteriores, uma rampa de maior duração diminui a área sob a curva de deslocamento.

A Figura 5.30 mostra claramente que a rampa maior consegue minimizar a aceleração do impacto no fechamento. Porém o perfil se auto-ajustou de modo que o último segmento cicloidal da descida ficasse com duração menor. Isso fez com que a curva de *jerk* tivesse picos maiores no término do fechamento.

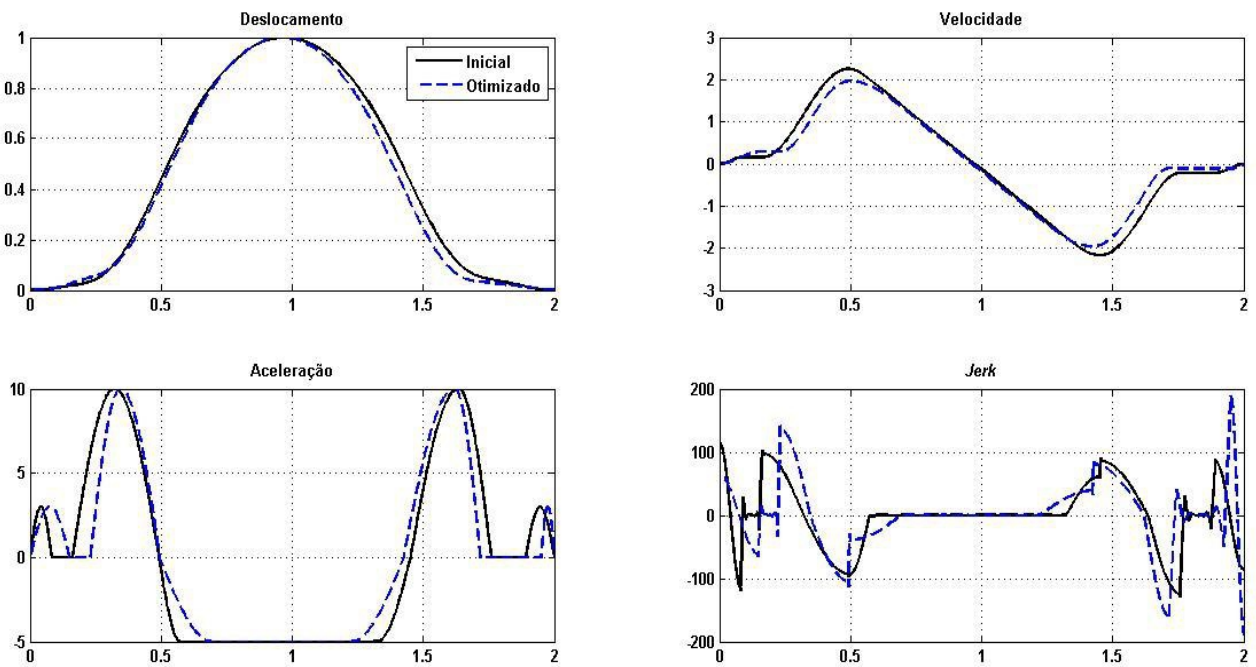


Figura 5.30 - Perfil para minimização da aceleração através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Agora, será considerado como objetivo a maximização da área sob a curva de deslocamento da válvula, mostrada na Figura 5.11. Os dados de entrada do algoritmo são os mesmos que foram utilizados na Tabela 5.5.

A Figura 5.31 mostra a resposta dinâmica da válvula para o perfil inicialmente parametrizado e o perfil ótimo. A otimização leva à eliminação do segmento de velocidade

constante, aumentando a área sob a curva de deslocamento da válvula em aproximadamente 9%. A Figura 5.31 mostra que a rampa interfere negativamente na área sob a curva de deslocamento: quanto maior a rampa, menor a área.

A aceleração no término do fechamento fica comprometida nesse processo, já que a presença da rampa no fechamento auxilia na minimização dos impactos entre válvula e sede. Neste caso, houve aumento de aproximadamente 10,5% no pico de aceleração no término do fechamento da válvula.

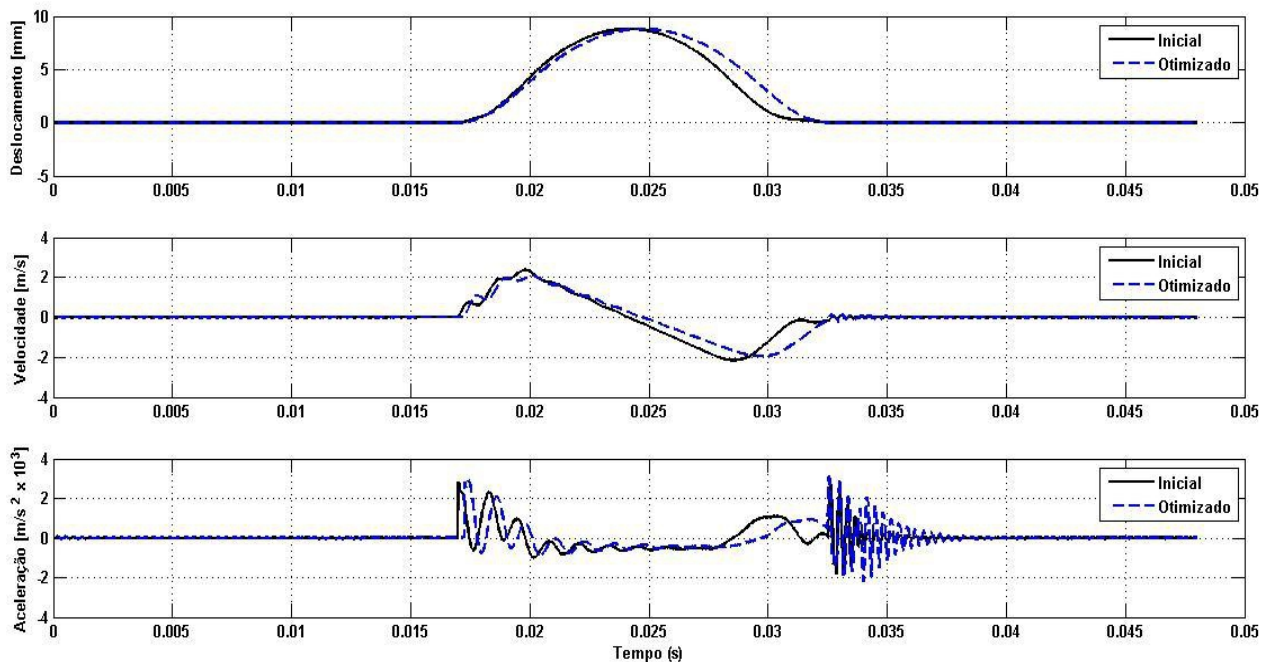


Figura 5.31 - Resposta dinâmica para maximização da área através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

A Figura 5.32 compara o perfil inicial com o perfil otimizado, mostrando que a rampa de fechamento deve ser nula para que a área seja máxima.

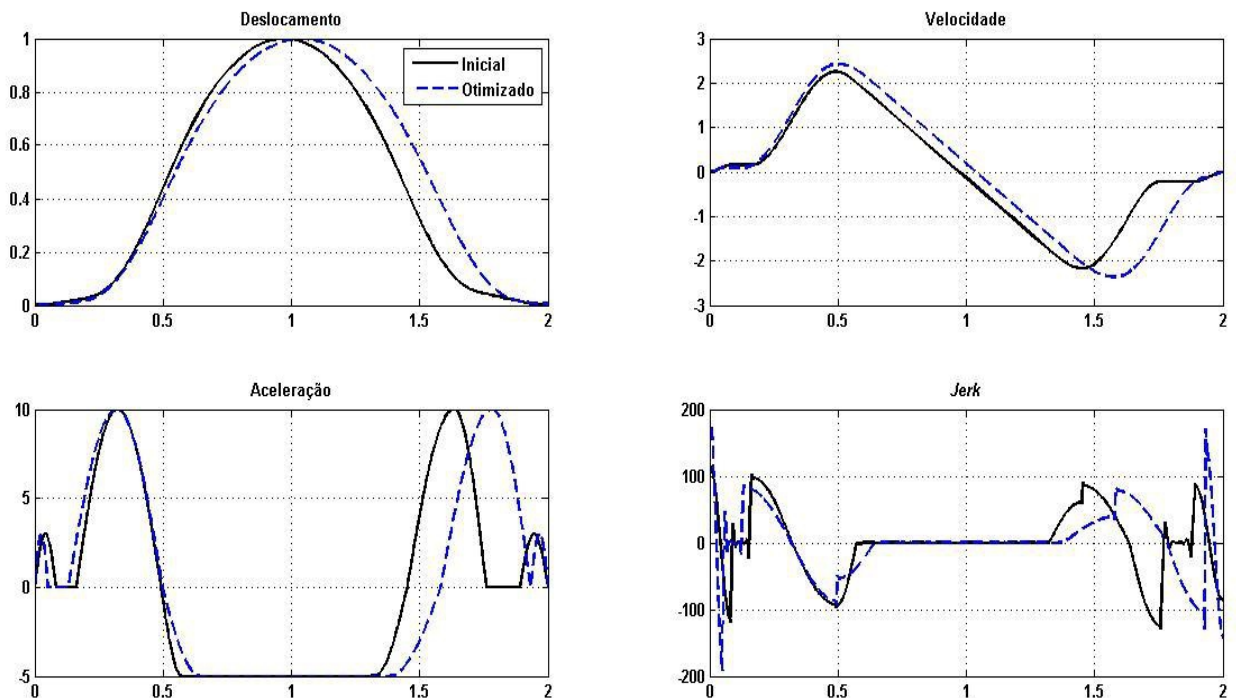


Figura 5.32 - Perfil para maximização da área através da duração da rampa de fechamento pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Os resultados da otimização são coerentes com o que afirma Turkish (1946), uma vez que a rampa de fechamento tem influência direta na aceleração final da válvula. Isso é comprovado tanto pelo perfil parametrizado pelo deslocamento como pelo perfil parametrizado pela aceleração.

Considerando a rampa de abertura e fechamento, quanto maior a duração das rampas, menor é a área. Portanto, a otimização do sistema visando a maximização da área resultou num perfil de camo onde as rampas são praticamente nulas. Isso ocorre porque a rampa faz com que o sistema fique um período de tempo com velocidade constante baixa, fazendo com que a válvula demore mais para abrir e fechar. Isso reduz o tempo em que a válvula está efetivamente aberta e permitindo o fluxo de gases.

- Análise 2:

A Figura 5.33 mostra a variável de projeto utilizada nesta análise. Ela é a amplitude do último segmento cicloidal da curva de aceleração do camo.

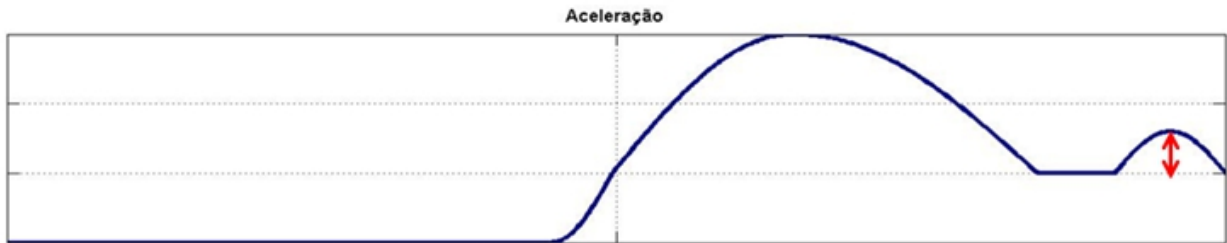


Figura 5.33 - Variável de projeto: amplitude do último segmento cicloidal.

Será analisado o objetivo de minimizar o pico de aceleração no fechamento da curva de deslocamento da válvula, como mostrado na Figura 5.5. Considerando que os dados de entrada do algoritmo são os parâmetros listados na Tabela 5.4, a resposta dinâmica do sistema excitado pelo perfil inicial e pelo perfil otimizado é mostrada na Figura 5.34.

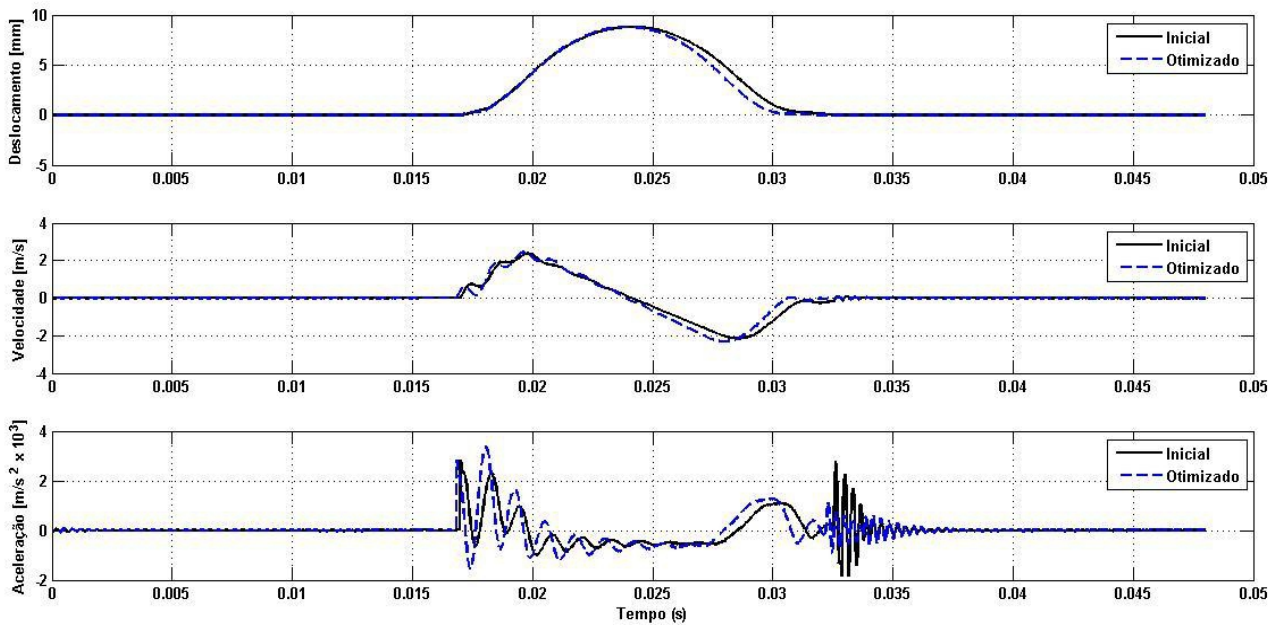


Figura 5.34 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da amplitude do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

O pico de aceleração no fechamento da válvula foi reduzido em aproximadamente 58% enquanto a amplitude do segmento cicloidal diminuiu aproximadamente 78%. O pico desse segmento cicloidal tem alta influência na aceleração no fechamento, como mostra a Figura 5.34. Porém, a redução do pico de aceleração leva à redução da área sob a curva de deslocamento da válvula, que diminuiu cerca de 7%.

Uma amplitude menor do segmento cicloidal, como mostra a Figura 5.35, faz com que a amplitude da aceleração no fechamento da curva seja menor. Isso se deve ao fato de que o perfil fica com menor nível de *jerk* no término do fechamento (aproximadamente 78% menor) e a velocidade de fechamento também fica menor (aproximadamente 60% menor), garantindo que a válvula se feche com menor velocidade e, assim, com choques menos intensos entre válvula e sede.

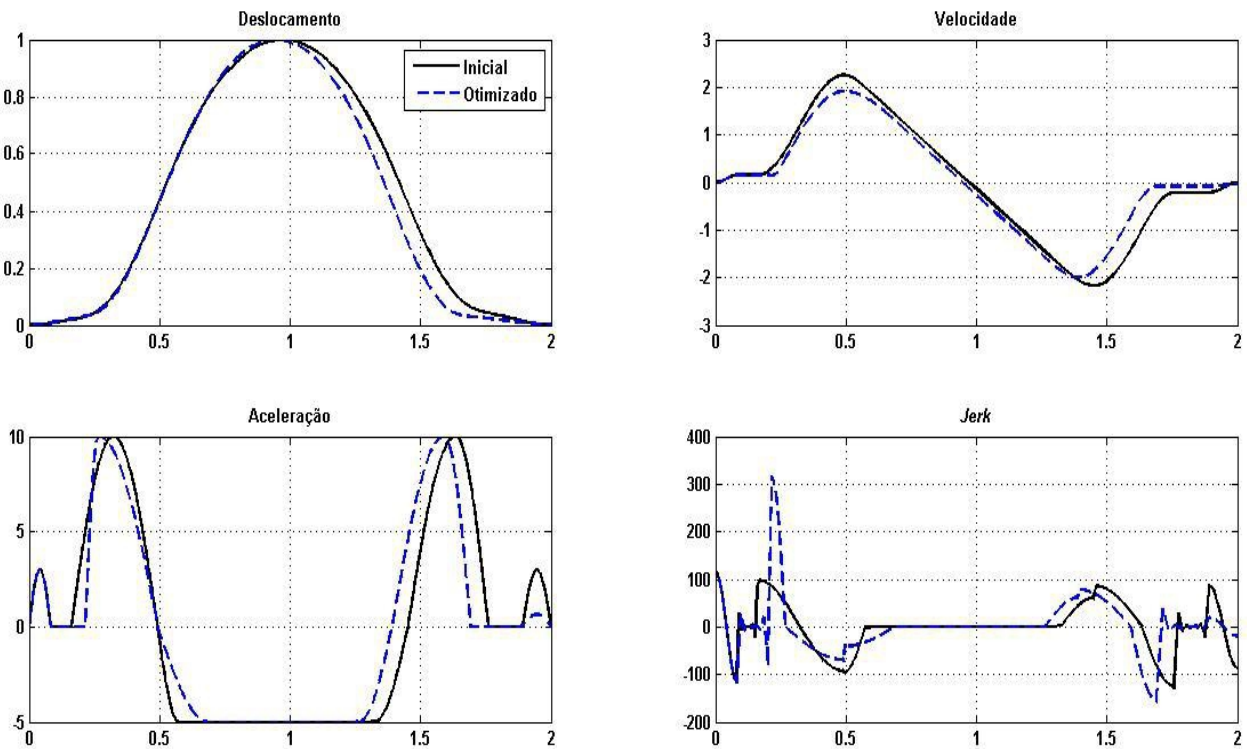


Figura 5.35 - Perfil para minimização da aceleração através da amplitude do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

- Análise 3:

A Figura 5.36 mostra a variável de projeto utilizada nesta análise. Ela é a duração do último segmento cicloidal da curva de aceleração do camo.

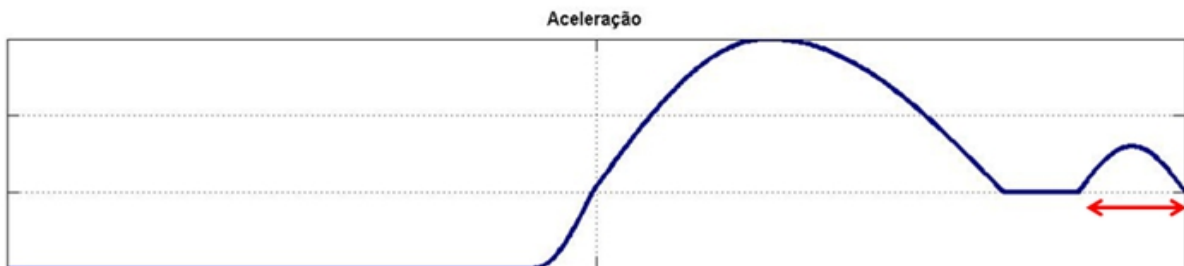


Figura 5.36 - Variável de projeto: duração do último segmento cicloidal.

Será analisado o objetivo de minimizar o pico de aceleração no fechamento da curva de deslocamento da válvula, como mostrado na Figura 5.28. Os dados de entrada do algoritmo são os parâmetros listados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração do último segmento cicloidal para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Duração	0 a 50% da duração de meio perfil
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	1
Número de Indivíduos por População (M)	15

A resposta dinâmica do sistema excitado pelo perfil inicial e pelo perfil otimizado é mostrada na Figura 5.37.

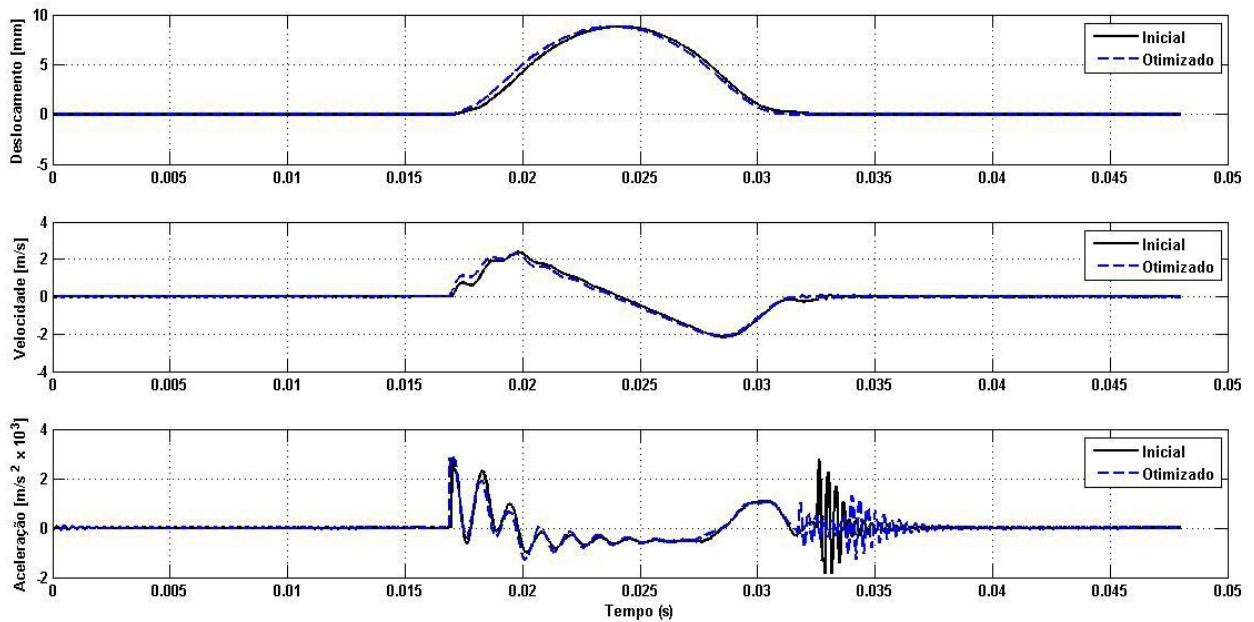


Figura 5.37 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da duração do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Há uma clara redução na amplitude da aceleração, mas ela tem um ligeiro aumento logo depois. Isso pode ser melhor explicado com o auxílio dos parâmetros cinemáticos do perfil, mostrados na Figura 5.38. A duração foi variada mantendo-se a amplitude constante. Isso faz com que ocorra, localmente, uma mudança brusca no *jerk*, que leva a uma pequena oscilação na resposta dinâmica da válvula..

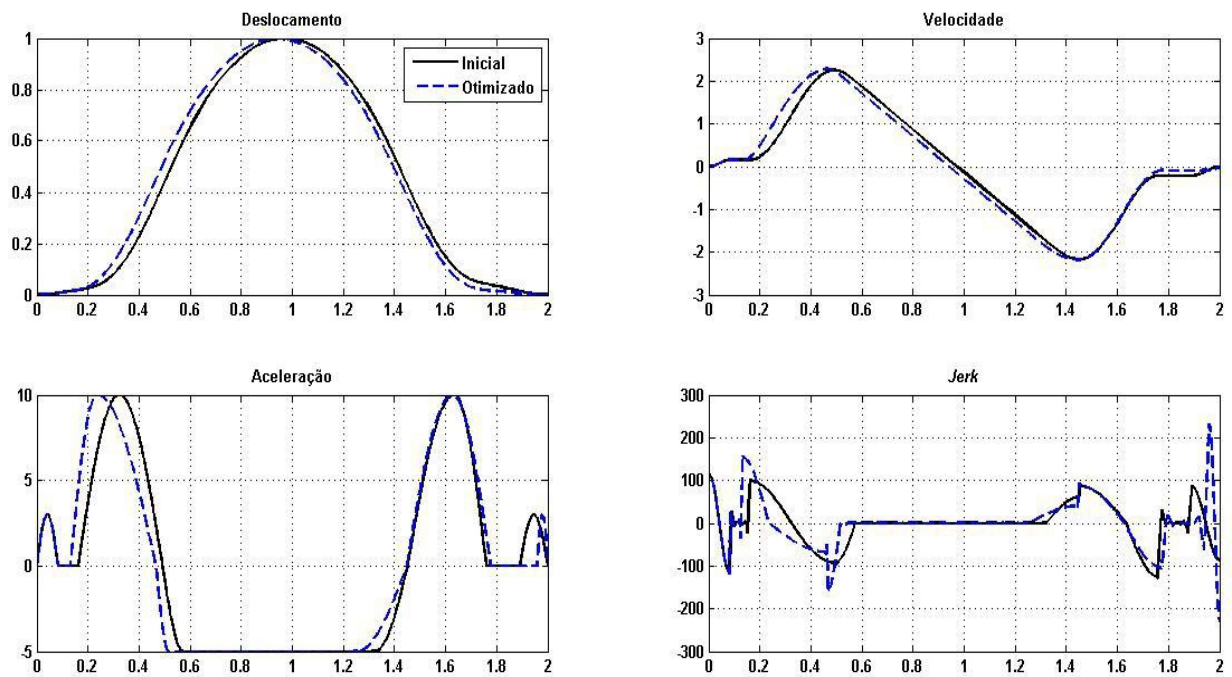


Figura 5.38 - Perfil para minimização da aceleração através da duração do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

- Análise 4:

A Figura 5.39 mostra as três variáveis de projeto utilizadas nesta análise. Elas são a duração da rampa de fechamento e a duração e amplitude do último segmento cicloidal. Elas são as variáveis que desempenham grande influência na aceleração no término do fechamento da válvula.

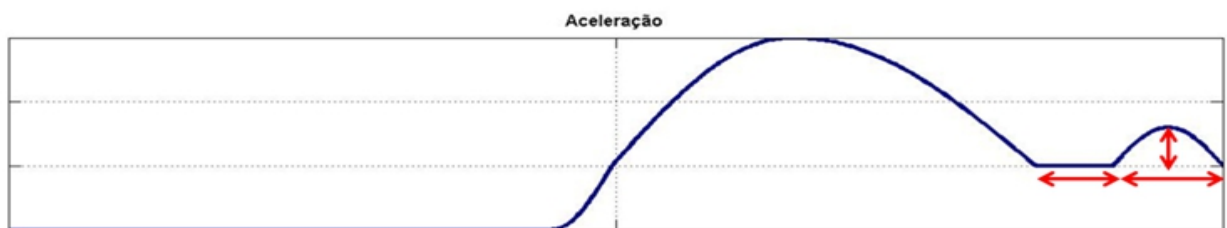


Figura 5.39 - Variáveis de projeto: duração da rampa de fechamento e duração e amplitude do último segmento cicloidal.

A Tabela 5.7 mostra os parâmetros de entrada do algoritmo. Neste caso, a otimização é multidimensional, pois há três variáveis de projeto.

Tabela 5.7 - Dados de entrada para otimização mono-objetivo multidimensional para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Duração da Rampa	0 a 50% da duração de meio perfil
Limite Superior e Inferior da Duração do Segmento Cicloidal	0 a 50% da duração de meio perfil
Limite Superior e Inferior da Amplitude do Segmento Cicloidal	1 a 5
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	3
Número de Indivíduos por População (M)	35

A Figura 5.40 mostra a resposta dinâmica da válvula de exaustão para o perfil inicial simétrico e o perfil otimizado.

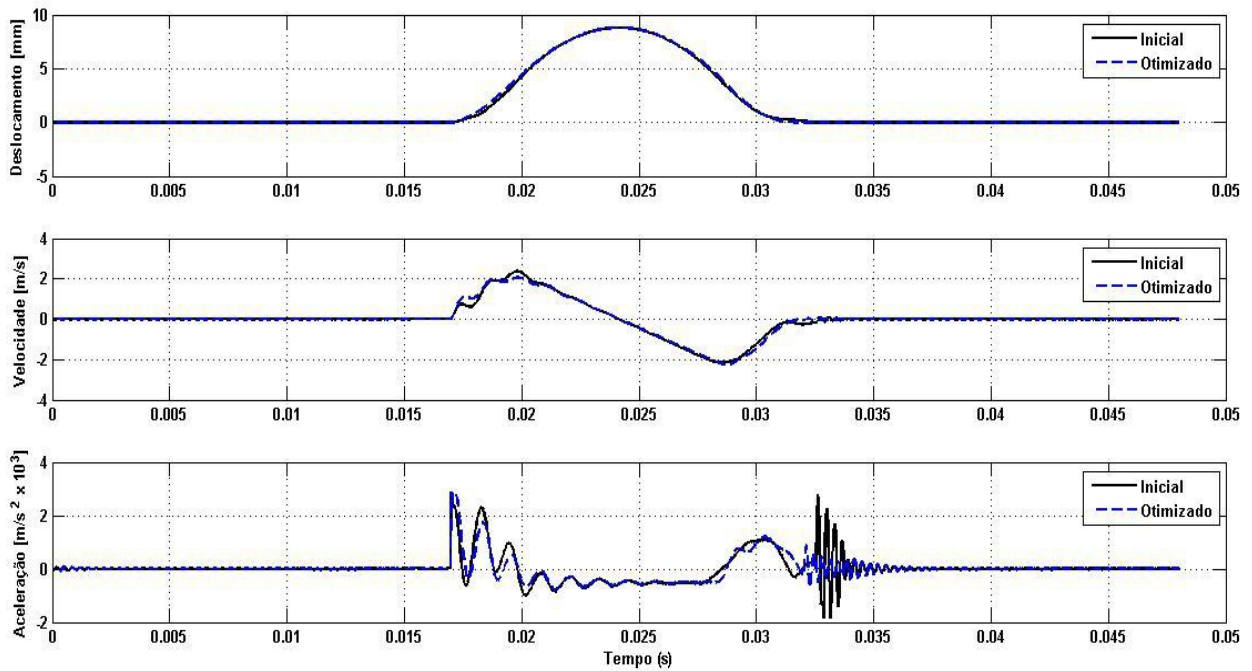


Figura 5.40 - Perfil para minimização da aceleração através da otimização multidimensional pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

A junção dos três fatores que afetam diretamente a aceleração no fechamento fez com que a otimização atingisse nível de aceleração menor. O pico de aceleração no fechamento diminuiu aproximadamente 60%. Neste caso, a área sob a curva de deslocamento da válvula diminuiu aproximadamente 2%.

A Figura 5.41 mostra que o perfil resultante é assimétrico. Neste caso, houve a intersecção do melhor para cada parâmetro: a rampa ficou maior (cerca de 10) e o pico e a duração do segmento cicloidal ficaram menores (reduziram 40% e 3%, respectivamente).

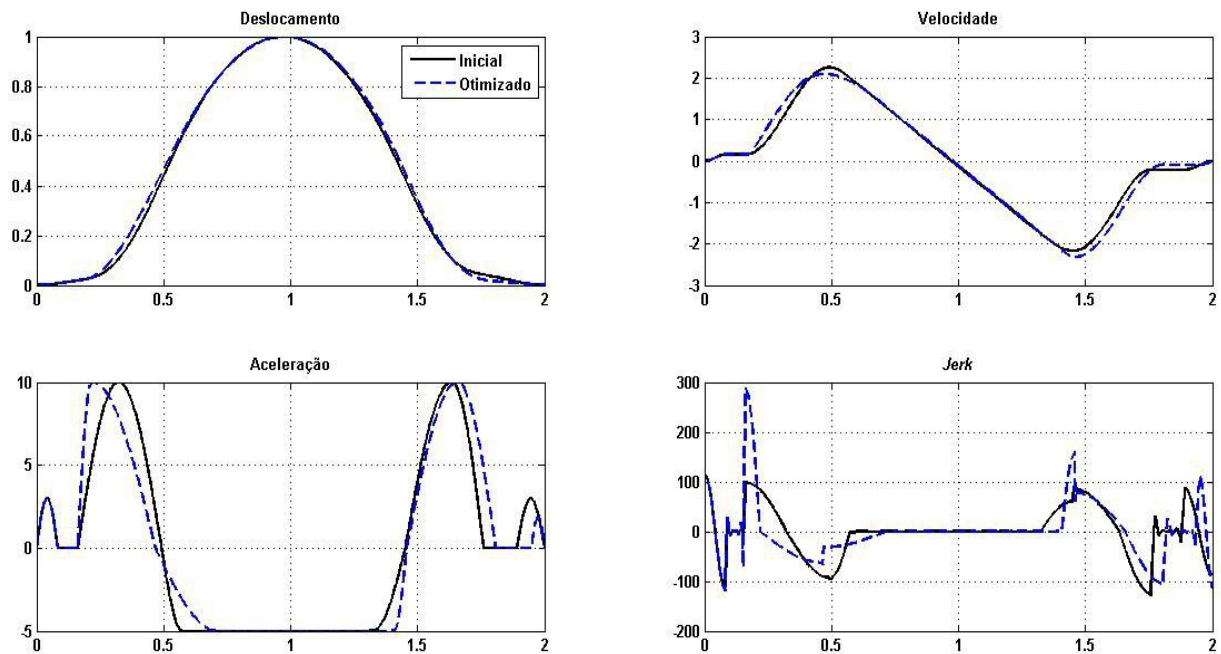


Figura 5.41 - Perfil para minimização da aceleração através da otimização multidimensional pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

A Figura 5.42 sintetiza os resultados obtidos nesta seção quando se tem por objetivo minimizar o pico de aceleração. São destacadas as variáveis de projeto de cada otimização e as variações percentuais dos valores do pico de aceleração e da área sob a curva de deslocamento.

Pode ser visto que as tentativas de minimização dos picos de aceleração fizeram com que a área sob a curva de deslocamento seja diminuída. Por um lado, há um ganho positivo na redução dos picos de aceleração, que são proporcionais aos esforços atuantes. Porém, essa otimização mono-objetivo não leva em consideração o prejuízo que ocorre na área sob a curva de deslocamento.

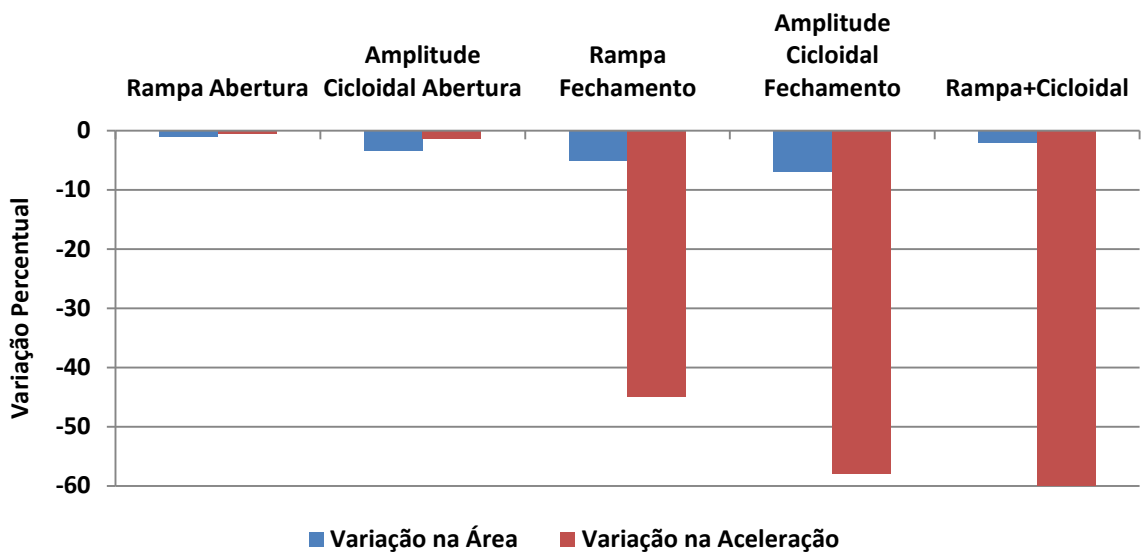


Figura 5.42 - Síntese da otimização mono-objetivo com objetivo de minimizar os picos de aceleração.

A Figura 5.43 sintetiza os resultados obtidos nesta seção quando se tem por objetivo maximizar a área sob a curva de deslocamento da válvula.

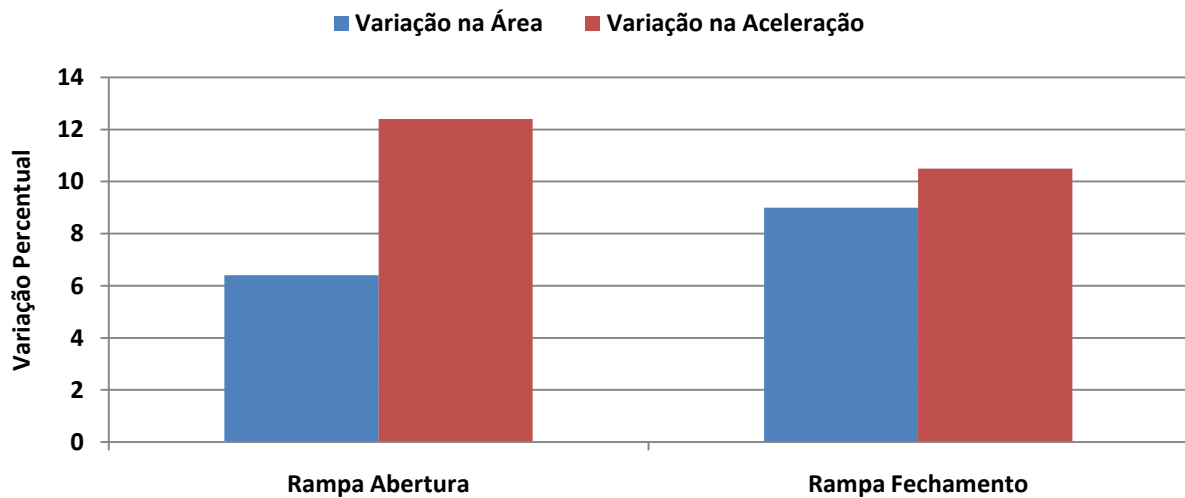


Figura 5.43 - Síntese da otimização mono-objetivo com objetivo de maximizar a área sob a curva de deslocamento da válvula.

Pode ser visto que as tentativas de maximização da área sob a curva de deslocamento fizeram com que o pico de aceleração no local da otimização aumentasse. Por um lado, há um ganho positivo no aumento da área sob a curva de deslocamento, que é importante para um melhor enchimento do cilindro. Porém, essa otimização mono-objetivo não leva em consideração o prejuízo que ocorre com o aumento do pico de aceleração.

5.4.3 Otimização ponderada

O processo de minimização da aceleração é ambivalente: é impossível obter significativa redução da aceleração e manter a mesma área sob a curva de deslocamento. Essa ambivalência também vale do lado oposto da moeda: não é possível maximizar a área e reduzir os picos de aceleração. Portanto, quando os dois fatores são inseridos na função objetivo, há um compromisso entre o quanto se reduz da aceleração em detrimento da área.

O método da evolução consegue trabalhar com diversas variáveis de projeto (multidimensional), mas, na forma como foi concebido por Storn e Price (1995), ele é mono-objetivo. Portanto, é proposto um artifício matemático para que o método consiga trabalhar com mais de um objetivo, de modo que possa haver um compromisso entre área e aceleração. Este artifício é dado pela soma de ganhos dada pela Equação 5.2.

$$\min \left(Pe_{acel} \frac{\ddot{x}_{valv}}{acel_{real}} + Pe_{\acute{a}rea} \frac{\acute{a}rea_{real}}{\int x_{valv} dt} \right) \quad (5.2)$$

Na qual \ddot{x}_{valv} é a máxima aceleração da válvula, $\int x_{valv} dt$ é a área sob a curva de deslocamento da válvula, $acel_{real}$ é a máxima aceleração da resposta dinâmica ao perfil real, $\acute{a}rea_{real}$ é a área sob a curva de deslocamento da válvula ao perfil real e Pe_{acel} e $Pe_{\acute{a}rea}$ são fatores de ponderação.

As razões $\ddot{x}_{valv}/acel_{real}$ e $\acute{a}rea_{real}/\int x_{valv} dt$ têm a finalidade de fazer com que os valores somados tenham a mesma ordem de grandeza. Os fatores de ponderação, inicialmente propostos no trabalho de Qiu *et al* (2005), indicam a prioridade de um fator com relação a outro, já que a maximização da área implica num compromisso com a aceleração, e vice-versa.

Por exemplo, se $Pe_{acel} = Pe_{\acute{a}rea}$, é dada mesma prioridade tanto para minimizar a aceleração quanto para maximizar a área. Agora, se $Pe_{acel} < Pe_{\acute{a}rea}$, será dada maior prioridade para a maximização da área, mas com um certo compromisso com a aceleração. Por fim, se $Pe_{acel} > Pe_{\acute{a}rea}$, o compromisso maior é minimizar a aceleração, mantendo certo nível de compromisso com a área sob a curva de deslocamento.

Em um caso extremo, se $Pe_{acel} = 0$, será realizada apenas a maximização da área. Da mesma forma, se $Pe_{\acute{a}rea} = 0$, apenas será realizada a minimização da aceleração. Nestes casos, caracteriza-se um método mono-objetivo.

Nesta análise, será utilizada como variável de projeto a amplitude do último segmento cicloidal, mostrado na Figura 5.33. A Tabela 5.8 mostra os parâmetros de entrada do código. Como o método foi aproximado para ser multi-objetivo, utilizou-se o dobro de indivíduos por geração do que é recomendado para processos de otimização unidimensionais, já que se é trabalhado com o dobro de objetivos e pretende-se manter a diversidade genética das soluções.

Tabela 5.8- Dados de entrada para otimização ponderada para perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Amplitude do Segmento Cicloidal	1 a 5
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	1
Número de Indivíduos por População (M)	25

A Figura 5.44 mapeia as soluções encontradas nesta análise, considerando pesos diferentes e iguais. Ela mostra a área sob a curva de deslocamento da válvula no eixo das ordenadas e a máxima aceleração no fechamento da válvula no eixo das abscissas. A função objetivo é a área sob a curva de deslocamento da válvula e a aceleração no fechamento dela.

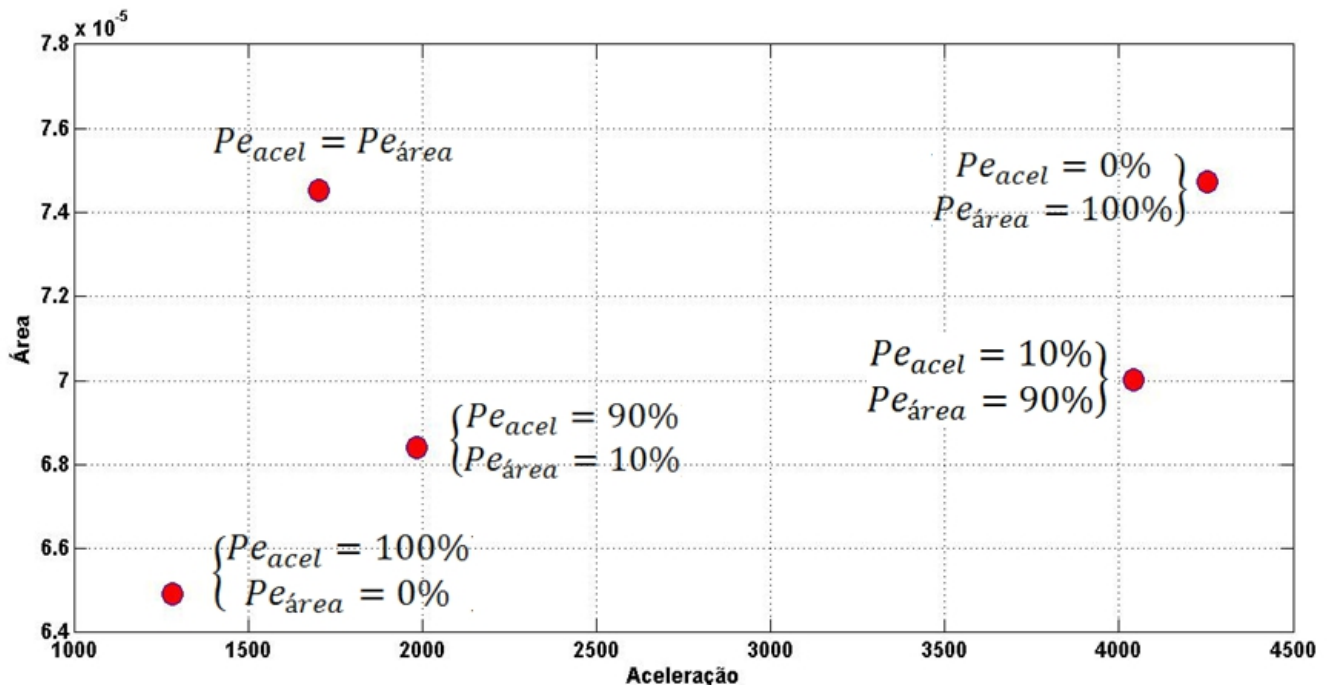


Figura 5.44 - Mapa das soluções ponderadas @ 2500rpm.

Enquanto as soluções oriundas de um processo de otimização mono-objetivo são condições extremas, as soluções intermediárias apresentam soluções de compromisso. Em nenhum caso a aceleração é tão minimizada quanto no caso da otimização apenas da aceleração, mas também em nenhum outro caso a área é tão reduzida. O mesmo ocorre para o caso da maximização da área apenas: em nenhum outro caso a área é tão grande, mas em nenhum outro caso a aceleração é tão amplificada.

A Figura 5.45 compara a resposta dinâmica da válvula para os casos onde as ponderações são iguais a $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (10,90)$ e $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (0,100)$.

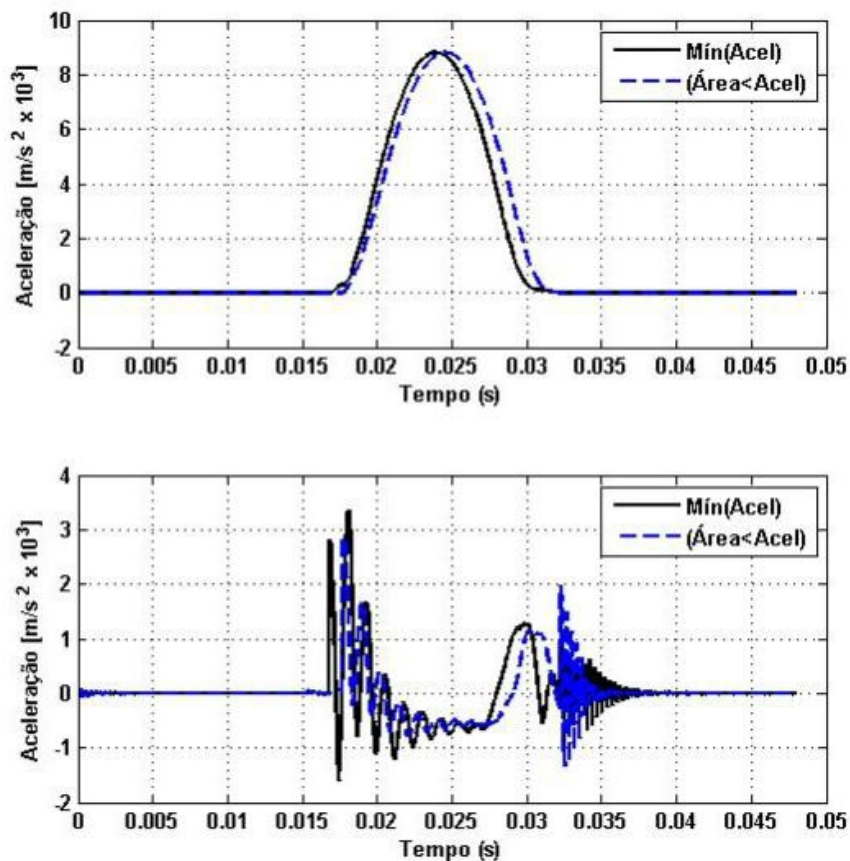


Figura 5.45 - Comparação entre a resposta dinâmica para $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (10,90)$ e $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (0,100)$ @ 2500rpm.

A Figura 5.45 mostra que no caso em que a prioridade é dada apenas para a aceleração no fechamento do perfil, $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (0,100)$, os picos de aceleração são menores. Por outro lado, a área do caso em que $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (10,90)$ não é tão reduzida quanto no caso em que $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (0,100)$.

A Figura 5.46 compara a resposta dinâmica da válvula para os casos onde as ponderações são iguais a $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (10,90)$ e $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (100,0)$.

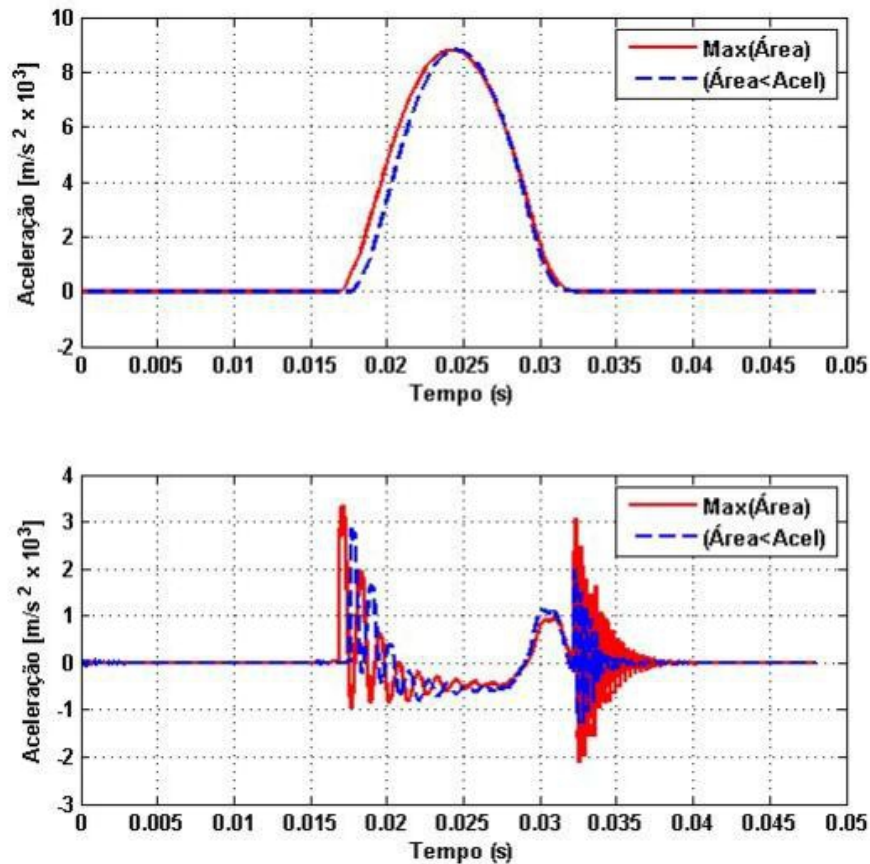


Figura 5.46 - Comparação entre a resposta dinâmica para $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (10,90)$ e $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (100,0)$ @ 2500rpm.

A Figura 5.46 mostra que a área sob a curva de deslocamento é maior no caso em que a prioridade é dada apenas para a área, ou seja, no caso em que $(Pe_{\acute{a}rea}, Pe_{acel}) = (100,0)$. No

entanto, os picos de aceleração no fechamento da válvula são menores para a ponderação $(Pe_{\text{área}}, Pe_{\text{acel}}) = (10,90)$, já que nesse caso há um compromisso entre área e aceleração.

A Figura 5.47 mostra as curvas de aceleração do perfil ótimo para todas as ponderações. Como o processo de otimização é unidimensional, fica clara a influência da amplitude do último segmento cicloidal nos parâmetros de área e aceleração. A amplitude menor gera a menor aceleração na válvula e menor área. No outro extremo, a maior amplitude gera a maior área e a maior aceleração. A otimização com ponderações iguais tem a amplitude localizada num ponto médio, sendo as outras amplitudes espaçadas proporcionalmente à ponderação relativa empregada.

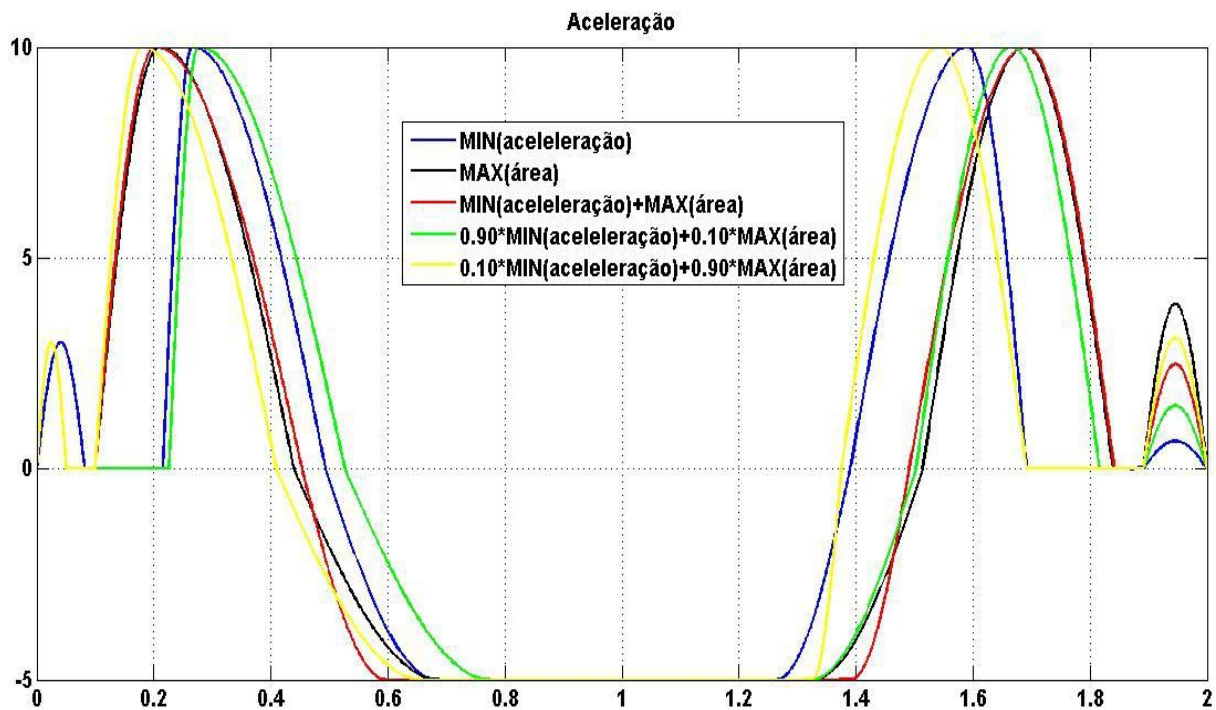


Figura 5.47 - Cinemática das soluções ponderadas @ 2500rpm.

Neste caso, a solução não é a ótima para a minimização da aceleração nem é ótima para maximização da área, mas é robusta em consideração aos dois fatores. Isso mostra como um processo de otimização multi-objetivos proporciona maior robustez à solução.

Branke (2006) afirma que, num otimização, a busca deve ser direcionada não à solução ótima global, mas a uma solução robusta, que seja insensível a pequenos distúrbios na vizinhança ou nas variáveis de projeto.

Além disso, a evolução diferencial, na forma como foi inicialmente desenvolvida, é um método mono-objetivo. Para que fossem considerados dois objetivos, a função objetivo foi modificada, como mostra a Equação 5.2. O método continua mono-objetivo, mas introduziu-se um artifício matemático para que ele considerasse mais de um objetivo.

Porém, há claras diferenças entre um método de otimização mono-objetivo e um método multi-objetivo. A principal diferença se dá na definição do ótimo. Enquanto a otimização mono-objetivo tem como meta um única solução global, a otimização multi-objetivo gera um conjunto de soluções "ótimas", chamado de ótimo de Pareto (LOBATO, 2008). Esse conjunto de soluções é encontrado na fronteira de Pareto, como mostra a Figura 5.48.

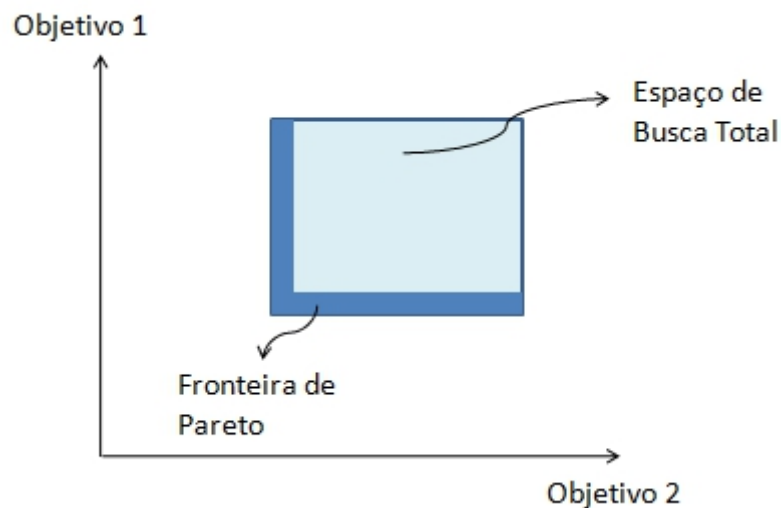


Figura 5.48 - Ótimo de Pareto.

Esse conjunto contém as soluções que são vistas como "igualmente" ótimas pelo algoritmo: qualquer uma delas satisfaz os critérios de otimização, sendo igualmente importantes. Elas são chamadas de não-dominadas. A análise de qual é a solução procurada cabe ao projetista, tendo o

código retornado esse conjunto de soluções. Assim, como o algoritmo evolutivo utilizado é mono-objetivo, ele não retornou esse conjunto, mas apenas uma única solução dentre o conjunto de soluções não dominadas.

Além disso, a função objetivo como definida pela Equação 5.2 é uma soma de razões. Um conjunto de parcelas distintas que resulta em uma soma de mesmo valor atende de forma igual às exigências da função objetivo. Elas são matematicamente iguais, mas fisicamente representam respostas distintas.

Por exemplo, as somas $0,5 + 0,5$ e $0,3 + 0,7$ são matematicamente iguais, pois ambas resultam em 1, mas são fisicamente diferentes, pois indicam valores distintos para a razão que representa a área sob a curva de deslocamento e para a razão que representa a aceleração. O algoritmo enxerga essas duas possíveis soluções como se fossem iguais, mas acaba selecionando uma delas de acordo com sua lógica interna, o que pode nem sempre representar a solução buscada pelo projetista dentre o conjunto de soluções não-dominadas.

5.4.4 O perfil ótimo e a rotação

As análises anteriores foram todas feitas com rotação igual a 2500rpm. A Figura 5.49 mostra a resposta dinâmica do sistema para rotação de 3800rpm. A resposta é sensivelmente diferente da resposta para 2500rpm.

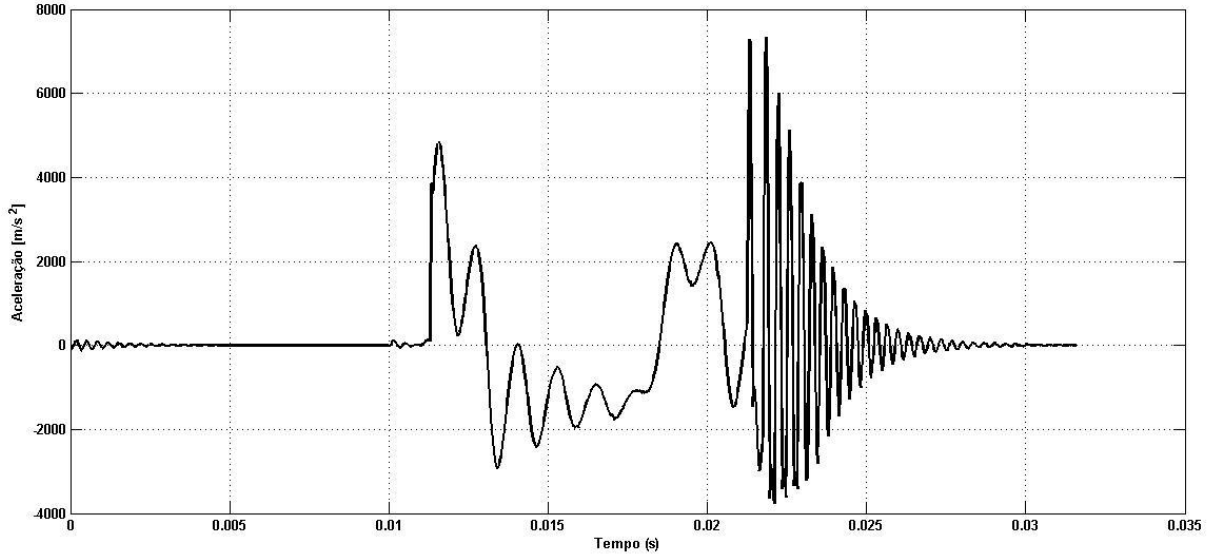


Figura 5.49 - Resposta dinâmica para 3800rpm.

A resposta é distinta principalmente pelos efeitos elásticos, que têm maior importância quando a velocidade é maior (CHEN, 1977), além de a válvula ter que abrir e fechar num tempo menor.

Considerando como variável de projeto a amplitude do último segmento cicloidal, mostrado na Figura 5.33, e como objetivo o pico de aceleração no término do fechamento, os dados de entrada do código são os mesmos que os mostrados na Tabela 5.4. A Figura 5.50 mostra a resposta dinâmica para o perfil inicial parametrizado e o perfil otimizado. Houve melhora na resposta, uma vez que a aceleração no fechamento foi reduzida aproximadamente 70%.

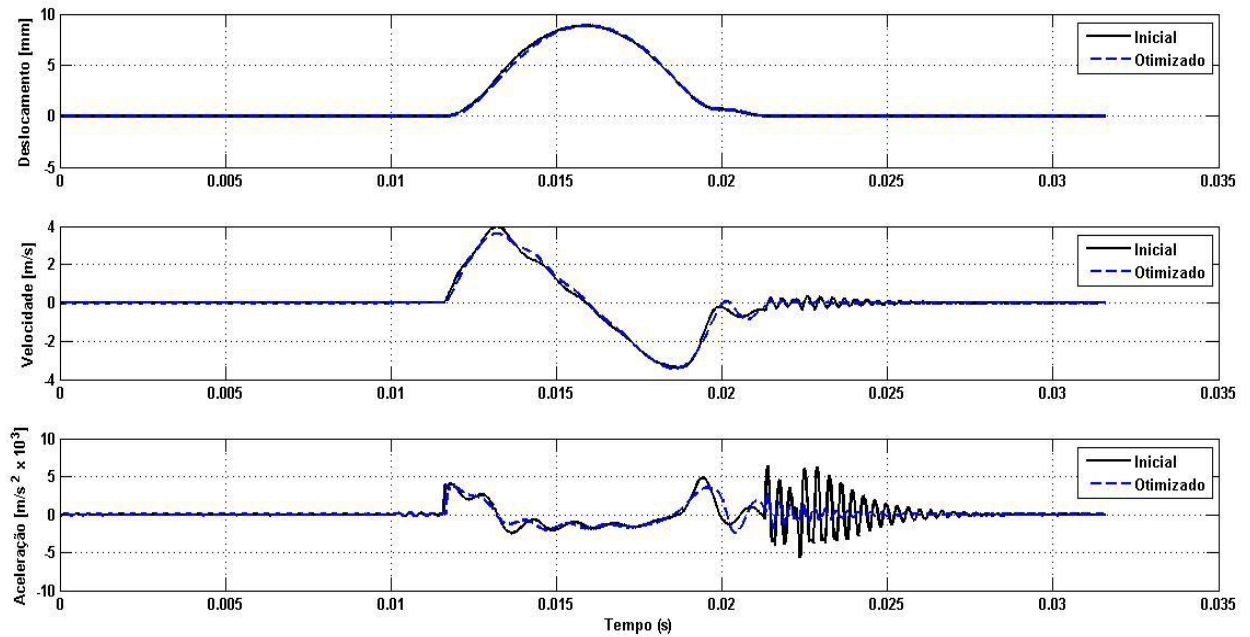


Figura 5.50 - Perfil para minimização da aceleração através da amplitude do último segmento cicloidal pela parametrização da aceleração @ 3800rpm.

A Figura 5.51 mostra a diferença entre o perfil ótimo para 2500rpm e o perfil ótimo para 3800rpm, ambos com relação à mesma variável de projeto e com os mesmos parâmetros de entrada no algoritmo.

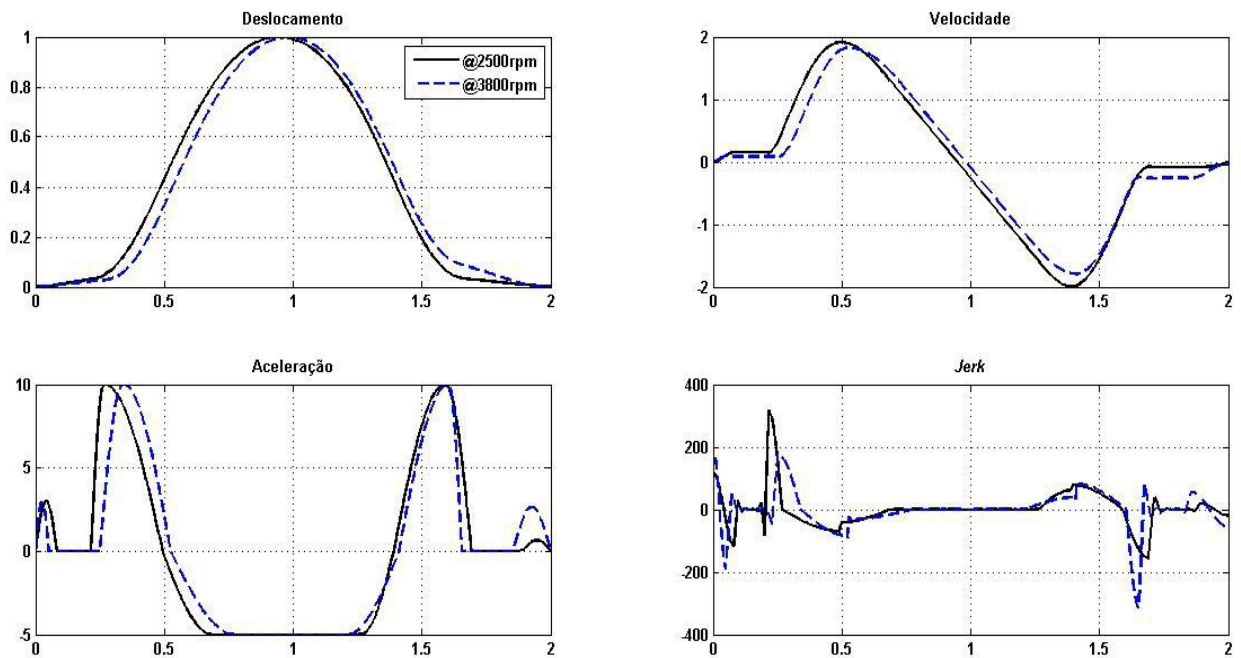


Figura 5.51 - Diferença entre os parâmetros cinemáticos dos perfis.

Isso representa um sério problema para o projetista, já que o motor opera numa larga faixa de rotações. Este caso volta mais uma vez à necessidade de um projeto robusto, que seja insensível (ou pouco sensível) a pequenos distúrbios na vizinhança de projeto.

Além disso, como o perfil ótimo varia com a rotação, os perfis ótimos para a condição de máximo potência e máximo torque são diferentes, uma vez que eles ocorrem em rotações diferentes, como mostra a Figura 5.52. Nesta figura, o torque é representado pela pressão média efetiva, pois o torque é proporcional à ela.

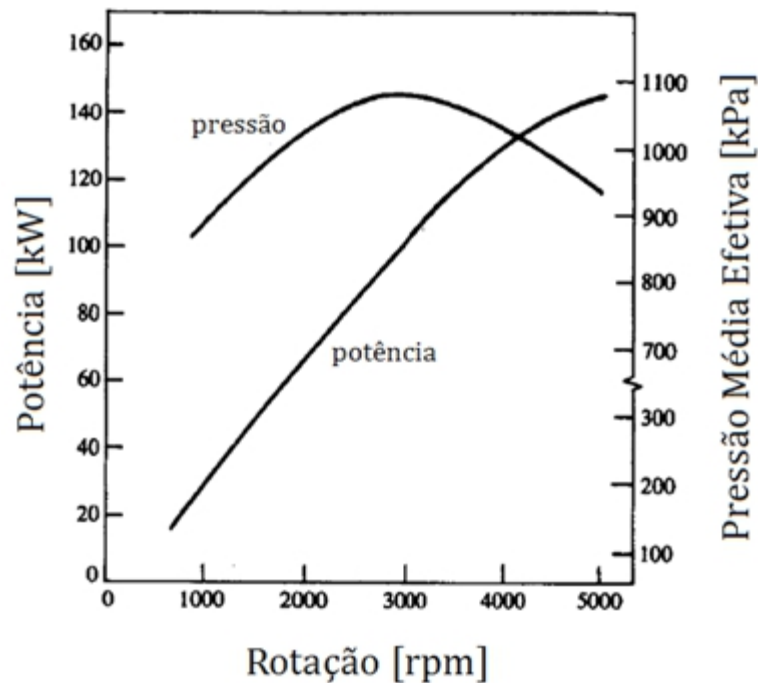


Figura 5.52 - Curva de desempenho de um motor de combustão interna. Editado de Heywood (1988).

Algumas soluções já foram apresentadas na indústria. Por exemplo, o sistema VTEC (*Variable Valve Timing and Lift Electronic Control*), desenvolvido pela Honda, seleciona hidraulicamente um entre dois perfis de camos dependendo da rotação do motor, podendo alterar o levantamento da válvula e a adiantar ou atrasar o acionamento dela (HONDA, 2014).

A Porsche também desenvolveu um sistema de controle de fase e levantamento, chamado de VarioCam Plus. Este sistema consiste em três camos operando no comando de abertura de cada válvula de admissão. Dependendo das necessidades de potência e torque do motor, um sistema eletro-hidráulico pode combinar o uso dos três camos para a abertura e fechamento da válvula (PORSCHÉ, 2014). Este sistema é mostrado na Figura 5.53.



Figura 5.53 - Sistema desenvolvido pela Porsche (PORSCHÉ, 2014).

Uma possível solução é o acionamento de válvulas sem camos, que se dá através de atuadores eletromagnéticos ou pneumáticos/hidráulicos, como mostra a Figura 5.54. Este sistema pode variar as características de abertura com a rotação através de um controlador.

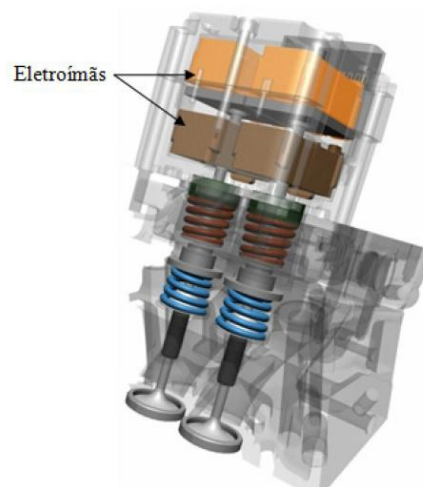


Figura 5.54 - Trem de válvulas sem camos (ANDREATTA, 2010).

5.4.5 Segmento parabólico

No perfil real, obtido por Andreatta (2010) e mostrado na Figura 2.3, há um segmento parabólico com concavidade negativa que se traduz num segmento linear de inclinação negativa na curva de velocidade e num segmento constante negativo na aceleração nas região central.

- Análise 1:

Figura 5.55 mostra a variável de projeto utilizada nesta análise. Ela é a duração do patamar negativo de aceleração constante. Este é um segmento parabólico na curva de deslocamento.

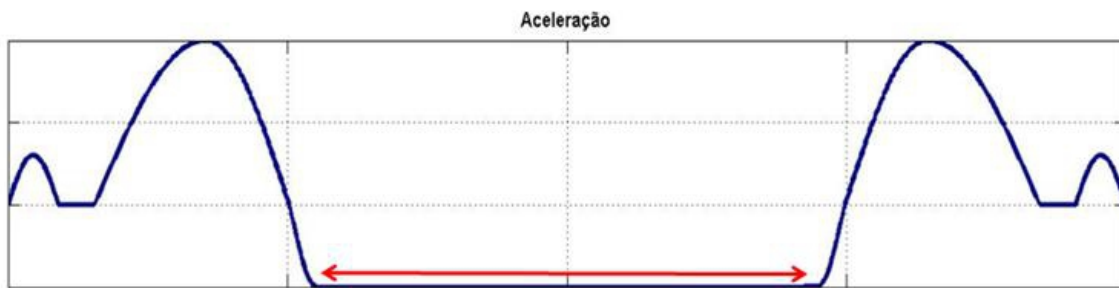


Figura 5.55 - variável de projeto: duração do segmento parabólico.

A Tabela 5.9 mostra os dados de entrada do algoritmo evolutivo. Na realidade são utilizadas duas variáveis de projeto, sendo uma a parte do segmento que está na fase de subida e a outra a parte do segmento que está na fase de descida.

Tabela 5.9- Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração segmento parabólico para o perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Duração do Segmento da Subida	0 a 40% da metade do perfil
Limite Superior e Inferior da Duração do Segmento da Descida	0 a 40% da metade do perfil
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	2
Número de Indivíduos por População (M)	25

A Figura 5.56 mostra a resposta dinâmica do sistema quando se tem por objetivo maximizar a área sob a curva de deslocamento. Neste caso, houve um aumento de quase 3% da área para uma variação de aproximadamente 70% na duração do segmento parabólico. De maneira geral, os picos de aceleração variaram pouco, sendo que o pico de aceleração na abertura aumentou menos de 9%.

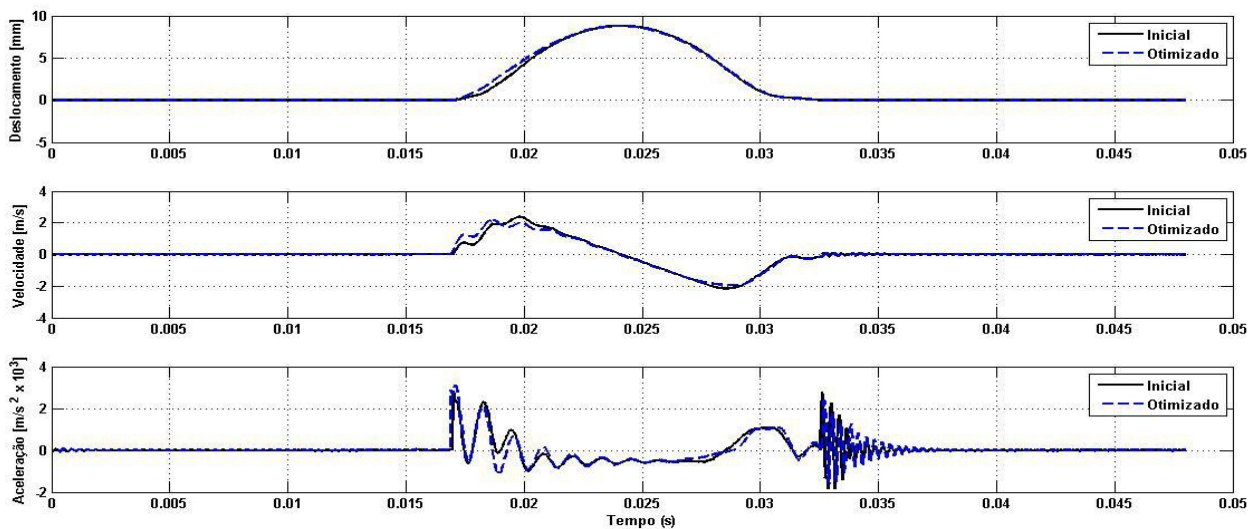


Figura 5.56 - Resposta dinâmica para maximização da área através da duração do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

A Figura 5.57 deixa claro que o aumento de área da curva de deslocamento ocorreu devido à redução da duração da rampa de entrada. Essa diminuição ocorre principalmente devido à forma como os segmentos se auto-ajustam para compensar as áreas da curva de aceleração e velocidade, e não pela modificação da duração do segmento parabólico.

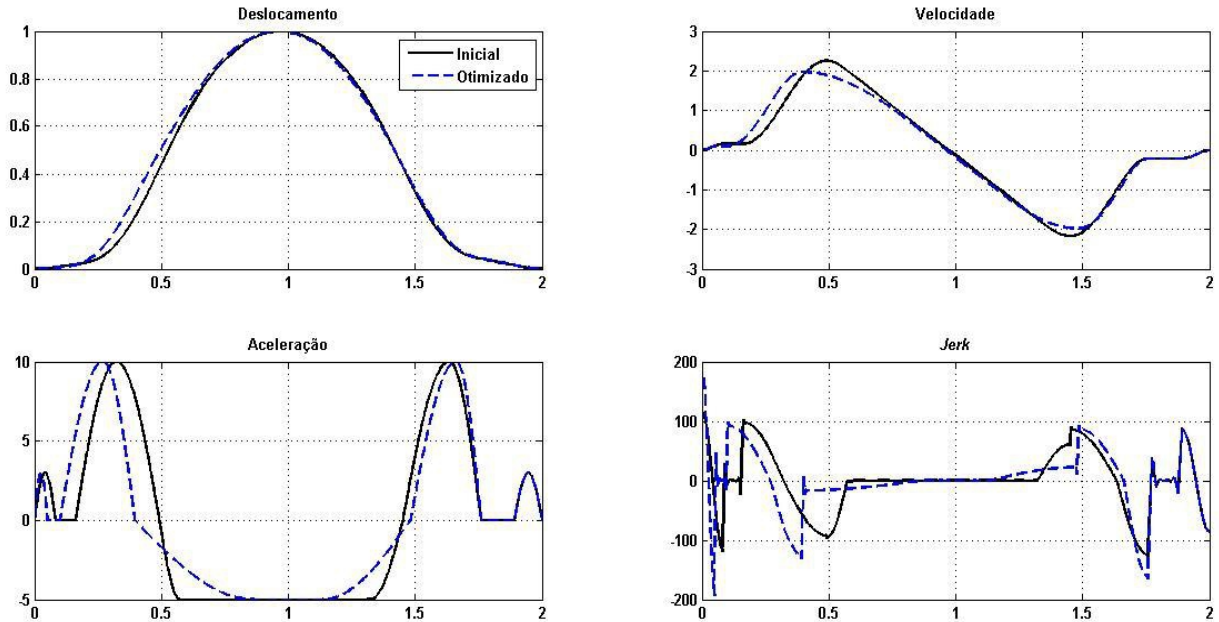


Figura 5.57 - Perfil para maximização da área através da duração do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

- Análise 2:

Figura 5.58 mostra as variáveis de projeto utilizadas nesta análise. Ela são a duração e a amplitude do patamar negativo de aceleração constante.

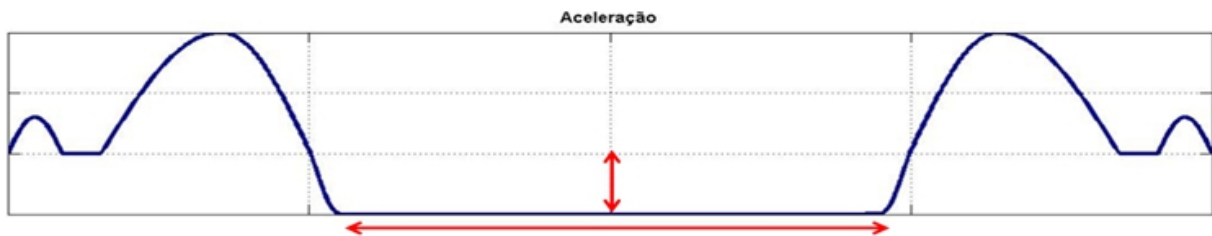


Figura 5.58 - Variáveis de projeto: duração e amplitude do segmento parabólico.

A Tabela 5.10 mostra os dados de entrada do algoritmo evolutivo.

Tabela 5.10- Dados de entrada para otimização mono-objetivo através da duração e amplitude segmento parabólico para o perfil do camo parametrizado pela aceleração @ 2500rpm.

Variável	Valor
Valor Limite da Função Objetivo	0
Escolha do Vetor Perturbado	RAND
Número de Pares de Vetores na Perturbação	1
Tipo de Cruzamento	BIN
Limite Superior e Inferior da Duração do Segmento da Subida	0 a 40% da metade do perfil
Limite Superior e Inferior da Duração do Segmento da Descida	0 a 40% da metade do perfil
Limite Superior e Inferior da Amplitude do Segmento de Descida	-8 a -2
Taxa de Perturbação (F)	0,8
Probabilidade de Cruzamento (CR)	0,8
Número de Variáveis de Projeto (D)	3
Número de Indivíduos por População (M)	35

A Figura 5.59 mostra a função objetivo desta análise, que é a aceleração total da válvula.

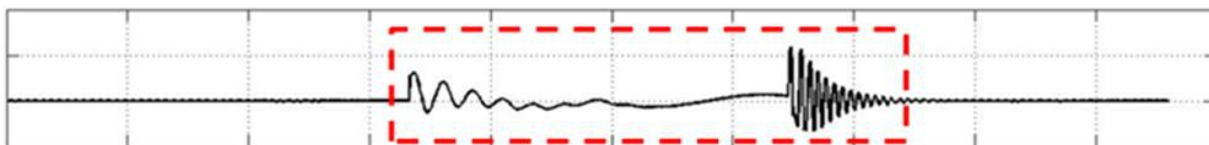


Figura 5.59 - Minimização da aceleração da válvula.

A Figura 5.60 mostra a resposta dinâmica da válvula devido ao perfil inicial e ao perfil otimizado.

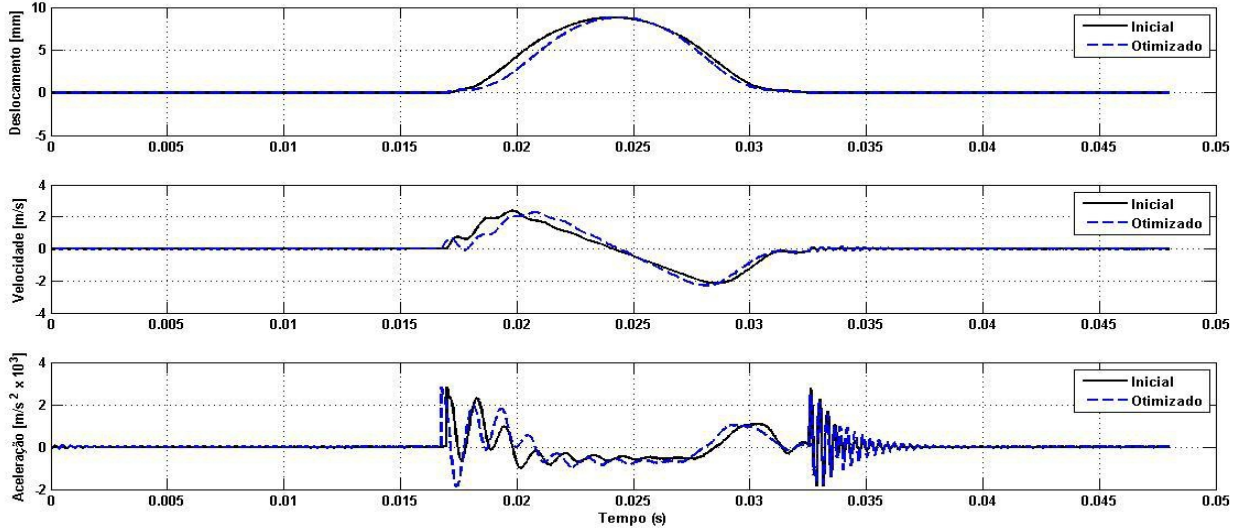


Figura 5.60 - Resposta dinâmica para minimização da aceleração através da duração e da amplitude do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

Pela Figura 5.60 é possível concluir que o segmento parabólico também tem pouca influência na aceleração da válvula. Além disso, houve uma redução de 10% da área sob a curva de deslocamento. A Figura 5.61 mostra o perfil resultante da otimização em comparação com o perfil inicial. O perfil otimizado é assimétrico. Os fatores que influenciariam o pico de aceleração no fechamento foram deixados constantes, de modo que só se analisasse o efeito do segmento central.

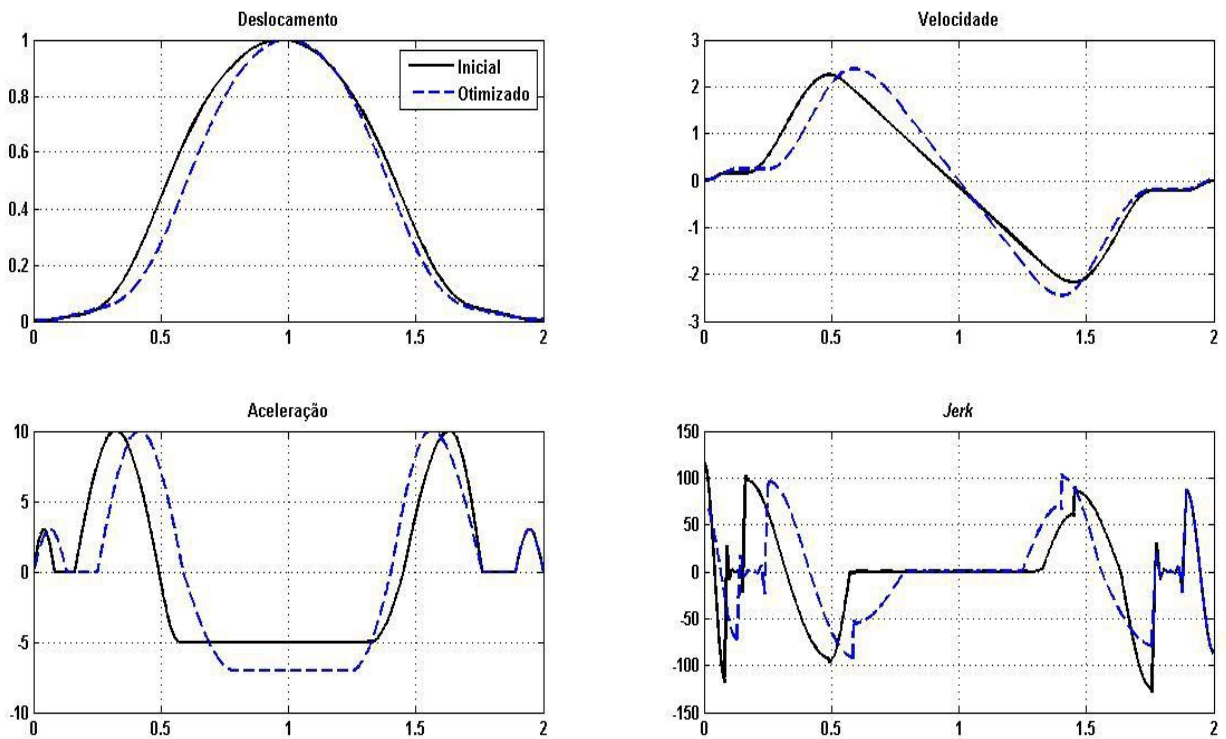


Figura 5.61 - Perfil para minimização da aceleração através da duração e da amplitude do segmento parabólico pela parametrização da aceleração @ 2500rpm.

O algoritmo da evolução diferencial desenvolvido por Storn e Price (1995) é irrestrito. Isso significa que o processo de otimização ocorreu dentro do espaço de variáveis sem a exclusão de soluções que são impossíveis na prática.

A necessidade das restrições se torna evidente quando os parâmetros da abertura do perfil influenciam a resposta da válvula de maneira dissimilar aos parâmetros do fechamento. Isso leva a conclusão que as restrições que cercam os parâmetros da abertura/subida são diferentes das restrições que determinam os parâmetros do fechamento/descida. Essas restrições podem ser tanto de projeto como de fabricação.

Uma importante restrição de projeto que pode influenciar a subida/abertura é do ângulo de pressão na metade de subida da curva do camo. O ângulo de pressão é o ângulo entre a direção de movimento do seguidor e a direção normal à tangente do perfil do camo. A Figura 5.59 ilustra o

ângulo de pressão para o caso de um seguidor de roleta. Se esse ângulo for muito alto, os esforços transmitidos do camo para o seguidor são apenas horizontais, causando esforços transversais excessivos e travamento do mecanismo. Norton (2002) diz que o ângulo de pressão deve estar entre $\pm 30^\circ$ para o caso do seguidor de roleta da Figura 5.62.

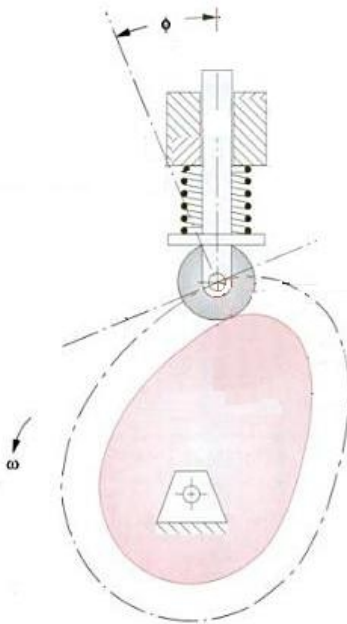


Figura 5.62 - Ângulo de pressão (NORTON, 2002).

Em nenhum momento essa restrição de projeto foi considerada, portanto não há como saber se os camos ótimos calculados apresentam ângulo de pressão além do crítico.

Outras importantes restrições de projeto que não foram incorporadas são a perda de contato entre o camo e o seguidor na descida do perfil e os esforços de superfícies, chamado de pressão de Hertz.

Um restrição importante de fabricação é o raio de curvatura do perfil do camo. O raio de curvatura mínimo do perfil deve ser tal que ele possibilite a fabricação do camo. Ele é dado pela relação do raio do rebolo que usa a superfície do camo. Em nenhum momento essas análises incorporaram tal restrição.

Essas restrições são enxergadas como variações nas vizinhanças do espaço de busca de soluções ou mesmo como distúrbios nas variáveis de projeto. Elas fazem com que a solução ótima teórica tenha alta sensibilidade quando elas entram em cena. Por tais razões, a solução ótima irrestrita nem sempre é a conveniente para a aplicação real. A busca deve ser direcionada não à solução ótima global, mas a uma solução robusta, que seja insensível a pequenos distúrbios na vizinhança ou nas variáveis de projeto (BRANKE, 2006), levando em consideração essas e outras restrições.

6 CONCLUSÕES

Este capítulo apresenta as principais conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

6.1 Conclusão

O método da evolução diferencial apresentou eficiência satisfatória na busca do mínimo global, convergindo rapidamente à solução. O método mostrou-se simples de trabalhar, mesmo quando aplicado a modelos complexos e não-lineares. A otimização com múltiplas variáveis de projeto mostrou-se uma ferramenta eficaz, pois ela atingiu valores de aceleração menores do que quando se otimiza com uma variável apenas. Porém, o algoritmo empregado é irrestrito, isto é, ele não introduz restrições ao espaço de busca. Isso faz com que a solução encontrada não seja robusta. Além disso, o algoritmo também é mono-objetivo. A forma empregada para contornar este problema foi utilizando um artifício matemático de uma soma de razões ponderadas. Este recurso produziu resultados coerentes, mas como o algoritmo ainda é mono-objetivo, não foi encontrado o conjunto de soluções ótimas de Pareto, mas apenas uma única solução.

Neste trabalho, foi mostrada a dificuldade de se otimizar o perfil do camo quando ele não se auto-ajusta como um todo às mudanças introduzidas. Neste modo, são introduzidas descontinuidades nas derivadas da curva do perfil. Em seguida, foram apresentadas duas possíveis maneiras de parametrização do perfil: pela curva de deslocamento e pela curva de aceleração. A parametrização pela curva de deslocamento com famílias de curvas harmônica, cicloidal e de velocidade constante se mostrou de fácil implementação. Porém, esse conjunto de curvas não permitiu a construção de perfis assimétricos. Isso ocorreu porque não é possível garantir a continuidade da curva de aceleração para perfis assimétricos pelo modo como é composto o sistema de equações. Por outro lado, a parametrização do perfil pela curva de

aceleração permitiu melhor segmentação do perfil, além da possibilidade de construção de perfis assimétricos. Porém, ela é de implementação muito mais complexa, uma vez que deve ser garantido que a área sob as curvas de velocidade e aceleração sejam iguais a zero, garantindo que os valores médios sejam iguais a zero para ambas as curvas.

Com relação à minimização da aceleração, foram analisados o pico na abertura da válvula e no fechamento da válvula. O pico da aceleração na abertura da válvula de exaustão mostrou depender fortemente da pressão residual na câmara de combustão, há que alterações nos parâmetros praticamente não resultaram em variação nos valores de aceleração. O pico de aceleração no fechamento da válvula mostrou-se mais suscetível às variações na região de fechamento do perfil. Destaca-se a influência do segmento de velocidade constante do fechamento, que diminuiu o pico de aceleração no término do fechamento em aproximadamente 45%, de acordo com o esperado. A maior redução no pico de aceleração ocorreu para a otimização multidimensional, com redução de aproximadamente 60% no pico de aceleração.

Também constatou-se que os esforços empregados para minimizar os picos de aceleração produziram redução na área sob a curva de deslocamento da válvula e vice-versa. Quando a rampa de fechamento foi alterada com objetivo de minimizar a aceleração, houve redução de aproximadamente 4% da área sob a curva de deslocamento. O oposto ocorreu quando o mesmo parâmetro foi alterado objetivando-se a maximização da área sob a curva de deslocamento, pois houve aumento de mais de 10% nos picos de aceleração no término do fechamento da válvula. Caracterizou-se uma relação ambivalente entre os esforços de otimização entre os dois parâmetros. Isso evidenciou a necessidade de otimização multi-objetivos para que sejam levados em consideração objetivos antagônicos.

Por fim, concluiu-se que o perfil ótimo varia com a rotação. Uma das justificativas disso ocorrer é a crescente importância dos efeitos elásticos e dinâmicos do sistema quando a rotação aumenta.

6.2 Sugestões para próximos trabalhos

Este trabalho oferece inúmeras possibilidades de continuação. São sugeridas:

- Tornar o método robusto, com a inclusão de restrições de fabricação, como o raio de curvatura, e de projeto, como o ângulo de pressão e descolamento.
- Analisar quais restrições de fato afetam mais o segmento de subida/abertura e quais restrições afetam de fato o segmento de descida/fechamento.
- Segmentar melhor a curva do camo, de modo que se possa analisar a influência das outras diferentes partes do perfil e melhorar a representação.
- Tornar o método multi-objetivo de fato, de modo que ele retorne um conjunto de solução ótimas.
- Incluir outros parâmetros na função objetivo, como descolamento entre componentes e esforços de contato.

Referências

AKIBA, K.; SHIMIZU, A., A Comprehensive Simulation of High Speed Driven Valve Trains, SAE Technical Paper 810865, 1981.

ANDREATTA, E.C., Simulação do Mecanismo de Acionamento de Válvulas de um Motor Diesel, 2010, 120p., Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BARANYI, S.J., Multiple Harmonic Cam Profile, ASME Paper No. 70, 1970.

BARKAN, P., Calculation of High-Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage, SAE Transactions, v. 61, p. 687-716, 1953.

BERKELEY. Differential Evolution (DE). Disponível em <http://www1.icsi.berkeley.edu/~storn/code.html>>. Acesso em: 15 de maio de 2014.

BLOOM, D.; RADCLIFFE, C.W., The of Cam Shaft Elasticity on the Response of Cam Drive Systems, ASME, v. 41, 1964.

BRANKE, J.; PAENKE, I.; JIN, Y., Efficient Search for Robust Solutions by Means of Evolutionary Algorithm and Fitness Approximation, Transactions on Evolutionary Computation, v. 10, p. 405-420, 2006.

BRASIL. Decreto N° 7.819, de 3 de Outubro de 2012. Regulamenta os artigos 40 e 44 da Lei N° 12.715. Disponível em http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/ato2011-2014/2012/Decreto/D7819.htm>. Acesso em: 1 de julho de 2014.

CHEN, F.Y., A Survey of the State of Art of Cam Systems Dynamics, Mechanism and Machine Theory, v. 12, p. 201-224, 1977.

CHEN, F.Y.; SHAHA, A.M., Optimal Design of the Geometric Parameters of a Cam Mechanism Using a Sequential Random Vectors Technique, ASME Paper No. 72, 1972.

CHEW, M.; FREUDENSTEIN, F.; LONGMAN, R.W., Application of Optimal Control Theory to the Synthesis of High-Speed Cam-Follower Systems, ASME, v. 105, p. 576-591, 1983.

CHEW, M.; CHUANG, C.H., Minimizing Residual Vibration in High-Speed Cam-Follower Systems Over a Range of Speed, ASME, v. 166, p. 166-172, 1995.

CUNHA, C., Métodos Numéricos Para as Engenharias e Ciências Aplicadas, Editora Unicamp, 1993.

DE BOOR, C., A Practical Guide to Splines, v. 27, Springer-Verlag, 1978.

DEJUHASZ, K.J., Graphical Analysis of Surges in Mechanical Springs, J. Franklin Institute, v. 226, p. 505-532, 1938.

DORIGO, M.; BIRATTARI, M.; STUTZLE, T., Ant Colony Optimization, IEEE Computational Intelligence Magazine, vol 1, núm. 4, p.28-39, 2006.

DOUGHTY, S.; Mechanics of Machines, Willey, 1988.

EISS, N.S., Vibrations of Cams Having Two Degrees-of-Freedom, ASME, v. 86B, p. 343-350, 1964.

GOLDBERG, D.E., Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning, v. 1, Adison-Wesley, 1989.

HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill series in mechanical engineering, 1988.

HIRSCHHORN, J., Pressure Angle and Minimum Base Radius, Machine Design, v. 34, p. 191-193, 1962.

HONDA. Variable Valve Timing for Power and Fuel Economy. Disponível em <<http://world.honda.com/history/challenge/1989vtecengine/index.html>>. Acesso em: 1 de julho de 2014.

HRONES, J.A., An Analysis of the Dynamic Forces in a Cam-Drive System, Transactions of the ASME, v. 70, p. 473-482, 1948.

HUNDAL, M.S., Aid of Digital Computer in Analysis of Rigid Spring-loaded Valve Mechanism, SAE Technical Paper 620290, 1962.

JAMKHANDI, A.K.; TIKAR, S.S.; RAMDASI, S.S.; MARATHE, N.V., Design of High Speed Engine's Cam Profile Using B-spline Functions for Controlled Dynamics, SAE Technical Paper No. 2012-28-0006, 2012.

JEON, H.S.; PARK, K.J.; PARK, Y.S., An Optimal Cam Profile Design Considering Dynamic Characteristics of a Cam-Valve Systems, Experimental Mechanics, v. 29, p. 357-363, 1989.

JOHNSON, G., Studying Valve Dynamics with Electronic Computers. SAE Technical Paper 620289, 1962.

KAWAKERNAK, H.; SMITH, J., Minimum Vibration Cam Profile, Journal of Mechanical Engineering Sciences, v. 10, p. 219-227, 1968.

KOESTER, M.P., Aid Vibration of Cam Mechanism, MacMillan, 1974, 222 p.

LI, Z.; LI, Z.S.; LOU, Y.G., Dynamic Simulation of Distribution Cam Mechanism in Internal Combustion Engine Based on Ant Colony Algorithm, CSAE, v. 21, p. 64-67, 2005.

LI, Z.; SUN, J.B.; LOU, Y.G., Dynamical Optimization Design of Distribution Cam Mechanism in Internal Combustion Engine Based on Immune Genetic Algorithm, Journal of Vibration Shock, v. 24, p. 68-70, 2005.

LOBATO, F.S., Otimização Multi-objetivo para o Projeto de Sistemas de Engenharia, 2008, 402 p., Tese (Doutorado), Universidade Federal de Uberlândia.

LOPES, V.; RUGGIERO, M., Cálculo Numérico: Aspectos Teóricos e Computacionais, v. 2, Editora S.A., 2007.

LONG, L.; MA, Z.S.; HU, L.P.; ZHANG, G.G.; SUI, Y.K., Construction and Optimization of a Combined Polynomial Cam Profile for Avoiding Collision, CSICE, v. 21, p. 171-175, 2002.

MABIE, H.H.; REINHOLTZ, C.F., Mechanims and Dynamics of Machinery, v. 4, John Wiley & Sons, 1986.

MAHYUDDIN, A.I., Analitical and Experimental Investigation of Dynamic Response and Parametric Instability in Flexible Cam-Follower Systems, 1993, 301p., Tese (Doutorado), Purdue University.

MANDAL, M.; NASKAR, T.K., Introduction of Control Points in Splines for Synthesis of Optimized Cam Motion Program, Mechanism and Machine Theory, v. 44, p. 255-271, 2008.

MARTI, W., Vibration in Valve Springs for Internal Combustion Engines, Sulzer Technical Review, v. 2, 1936.

MATEKAR, S.B.; GOGATE, G.R., Optimum Synthesis of Path Generating Four-bar Mechanism Using Differential Evolution and Modified Error Function, Mechanism and Machine Theory, v. 52, p. 158-179, 2012.

MATTHEW, G.K.; TESAR, D., Vibration in Valve Springs for Internal Combustion Engines, Mechanism and Machine Theory, v. 11, p. 247-257, 1976.

MERMELSTEIN, S.P.; ACAR, M., Optimizing Cam Motion Using Piecewise Polynomials, Eng. Comp., v. 19, p. 241-254, 2004.

MITCHELL, D.B., Tests on Dynamic Response of Cam Follower Systems, Mech. Engng., v. 72, p. 467-471, 1950.

NAKANISHI, F., On Cam Forms which Induce no Surging in Valve Springs, Report of the Aeronautical Institute, v. 220, p. 271-280, 1941.

OLMSTEAD, E.H., Poppet Valve Dynamics, Journal of Aeronautical Sciences, v. 6, p. 370-375, 1939.

ORTIZ, A.; CABRERA, J.A.; BONILLA, F.N., Dimensional Synthesis of Mechanisms Using Differential Evolution with Auto-adaptive Control Parameters, Mechanism and Machine Theory, v. 64, p. 210-229, 2013.

PHLIPS, P.J.; SCHAMEL, A.R., The Dynamics of wiht Hydraulic Lash Adjusters and Interaction with the Gas Exchange Process, SAE Technical Paper 910071, 1991.

PHLIPS, P.J.; SCHAMEL, A.R.; Meyer, J., An Efficient Model for Valvetrain and Spring Dynamics, SAE Technical Paper 890619, 1989.

PORSCHE. VarioCam Plus. Disponível em < <http://www.porsche.com/usa/models/cayenne/cayenne/drive/variocam-plus/>>. Acesso em: 1 de julho de 2014.

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

QIN, W.J.; HE, J.Q., Optimum Design of Local Cam Profile of a Valve Train, Journal of Mechanical Engineering Science, v. 224, p. 2487-2492, 2010.

QIN, W.J.; CHEN, Y., Study on Optimal Kinematic Synthesis of Cam Profiles for Engine Valve Trains, Applied Mathematical Modelling, 2014.

RAO, S.S.; Engineering Optimization: theory and practice, John Wiley & Sons, 2009.

REEVE, J.; Cams for Industry: a Handbook for Designers of Special Purpose Machines, MEP, 1995.

ROTHBART, R.A., CAM Design Handbook, McGraw-Hill Handbooks, 2004.

SAVOIA, M.; VINCENZI, L., Differential Evolution Algorithm for Dynamic Structural Identification, Journal of Earthquake Engineering, v. 12, p. 800-821, 2008.

SAKA, Z.; YILMAZ, Y., Torcional Vibrations of Camshafts, Mechanism and Machine Theory, v. 27, p. 225-233, 1992.

SCHMIT, L.A., Structural Design by Systematic Synthesis, ASCE, p. 105-122, 1960.

SERMON, C.F.; LINIECKI, A., Search for Optimal Solution of a Single Disk Cam Mechanism with an Oscillation Roller, ASME Paper No. 72, 1972.

STEWART, J., Calculus, Brooks/Cole Cengage Learning, 2008.

STORN, R.; PRICE, K., Differential Evolution: a Simple and Efficient Adaptive Scheme for Global Optimization Over Continuous Spaces, International Computer Science Institute, v. 12, n. 1, p. 1-16, 1995.

TANG, H.; XUE, S.; FAN, C., Differential Evolution Strategy for Structural System Identification, Computers & Structures, v. 86, p. 2004-2012, 2008.

TEODORESCU, M.; VOTSIOS, V.; RAHNEJAT, H., Multiphysics Analysis for The Determinations of Valvetrain Characteristics, International Computer Science Institute, v. 12, p.1-16, 1995.

TOMOYOSE, R., Análise Dinâmica Não Linear de Sistema de Acionamento de Válvulas com Tucho Hidráulico, 2013, 122p., Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

TSAY, D.M.; HUEY JR., C.O., Cam Motion Synthesis Using Spline Functions, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automations in Design, v. 110, p. 161-165, 1988.

TURKISH, M.C, Valve Gear Design, Eaton Manufacturing Co., 1946, 130 p.

VIANA, F. A. C.; OLIVEIRA, F. C. G.; BORGES, J. A. F.; STEFFEN JR, V.. Differential Evolution Applied to the Design of a Three-Dimensional Vehicular Structure. In: International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, 2007, Las Vegas, Nevada, USA. Anais.

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

WANG, Z.K.; ZHENG, Y.L., The Program and Optimal Design of Planetary Gear Based on Differential Evolution Algorithm, Advanced Materials Research, v. 482-484, p. 2438-2441, 2012.

WENZHI, G.; JINGQI, F.; ZHAOXIN, H., A Design Approach of Asymmetrical Cam Profile and Its Effect on Performance of High-speed Automotive Engine, SAE Technical Paper No. 2004-01-0610, 2004.

WIEDERRICH, J.L., Dynamic Synthesis of Cams Using Finite Trigonometric Series, ASME Paper No. 74, 1974.

YOON, K.; RAO, S.S., Cam Motion Synthesis Using Cubic Splines, Journal of Mechanical Design, v. 115, p. 441-446, 1993.