

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Um Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de
Vibrações Multimodais**

Autor: Yohan Alí Díaz Méndez

Orientador: Prof. Dr. Sebastião Simões da Cunha Jr

Co-orientador: Prof. Dr. Rogério Frauendorf de Faria Coimbra

Julho de 2014
Itajubá – MG

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Yohan Alí Díaz Méndez

Um Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Sebastião Simões da Cunha Jr

Co-orientador: Prof. Dr. Rogério Frauendorf de Faria Coimbra

Julho de 2014
Itajubá – MG

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Yohan Alí Díaz Méndez

Um Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais

Dissertação aprovada por banca examinadora em 18 de
Julho de 2014, conferindo ao autor o título de *Mestre
em Ciências em Engenharia Mecânica*.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Sebastião Simões da Cunha Junior – IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Wlamir Carlos de Oliveira – SUPREMACIA ENGENHARIA

Prof. Dr. Marcos Theiss Neves – IEM/UNIFEI

Julho de 2014

Itajubá – MG

Dedicatória

À Deus...

...E a virgem de Fátima, pelo dom da sabedoria, pois sem eles não haveria sentido, ordem e regularidade na minha vida. Se até hoje estou vivo é porque eles têm me cuidado e guiado.

...Que me deu a vida através de Estefanía e Ramón Alí, que nunca me negaram apoio e lutaram sempre para garantir que eu tivesse a mão tudo o que precisasse para dedicar minha vida ao estudo.

Agradecimentos

Ao orientador deste trabalho, Prof. Dr. Sebastião Simões Cunha Jr. pela excelente orientação e incentivo, pelos questionamentos e ideias que foram essenciais para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho, e ao co-orientador, Prof. Dr. Rogério Coimbra pela contribuição quando solicitada.

Ao colega Everton, mostrando-se sempre disposto a reservar um pouco de seu tempo para me auxiliar nos primeiros passos no Ansys e pelo apoio nos trabalhos publicados.

À minha família, Luzmila, Yiseth, Auri, Rebecca, Yonervis, Oscar, Deisy e Yoel, e meus sobrinhos, especialmente: Oscar Andrés, Valentina e Mia. Agradeço vocês que mesmo sem saber, têm compreendido minha ausência, têm me apoiado e dado forças para não desistir. Aos amigos de todos os momentos: Oliver, Angel, Yullian, Jean, Zé Eduardo e especialmente a Willmari pela amizade, companheirismo e convívio nos momentos difíceis.

À Hayleamar, pelo amor e compreensão infinita.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, à Pro-Reitoria de Pós-Graduação e aos seus dedicados funcionários, pela oportunidade de desenvolver este trabalho nas instalações desta prestigiosa Universidade. Aos demais professores pelos conhecimentos transmitidos e à secretária Maria Auta pela presteza e amabilidade.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro através do programa de bolsas que possibilitou-me acesso à educação de melhor qualidade. Finalmente meus respeitosos agradecimentos aos membros da banca: Prof. Dr. Marcos Theiss e Prof. Dr. Wlamir de Oliveira pela participação e valiosas contribuições.

Resumo

DÍAZ, Y. A. M. (2014), *Um Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais*, Itajubá, 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Os Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Passivos Multimodais (ADVPMMS) são dispositivos que uma vez acoplados a uma dada estrutura primária, são capazes de atenuar os níveis vibratórios em diferentes faixas de frequências simultaneamente. É proposta uma metodologia computacional para o projeto de ADVPMMS de forma a reduzir vibrações mecânicas. O método de elementos finitos (MEF) é acoplado às heurísticas de otimização global na busca dos parâmetros construtivos desses dispositivos. Foram modeladas diferentes configurações de ADVPMMS acopladas a uma viga em balanço com o intuito que várias frequências naturais do sistema fossem atenuadas simultaneamente. Nas simulações numéricas utilizaram-se tanto o método dos Algoritmos Genéticos (AG) quanto a Evolução Diferencial (ED) na procura dos parâmetros construtivos dos absorvedores e impuseram-se limites nas variáveis de projeto a fim de se garantir projetos de ADVPMMS compatíveis com o sistema primário.

Palavras-chave

Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Passivos Multimodais, Método de Elementos Finitos, Otimização, Algoritmos Genéticos, Evolução Diferencial.

Abstract

DÍAZ, Y. A. M. (2014), *A study About Multi-mode Dynamic Vibration Absorbers*, Itajubá, 113 p. MSc. Dissertation – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

The Multi-Mode Passive Dynamic Vibration Absorbers (MMPDVA) are devices that when attached in some primary structure are able to suppress its vibration level in different frequency ranges simultaneously. A methodology for the optimal design of a multi-mode dynamic vibration absorber is proposed with the intention to reduce mechanical vibrations of a cantilever beam structure. The Finite Element Method (FEM) is coupled with both global optimization's heuristics, Genetic Algorithm (GA) and Differential Evolution (DE) methods in order to find the optimal constructive parameters of the MMPDVA. The absorbers were modelled in several different configurations and fixed to the cantilever beam so that, some vibration modes of that system were attenuated. In the numerical simulations, either the Genetic Algorithm Method (GA) or Differential Evolution Method (DE) were applied to determine the optimal parameters and some constrains were imposed to the variables so that, light MMPDVA could be obtained.

Key-words

Multi-mode Passive Dynamic Vibration Absorbers, Finite Element Method, Optimization, Genetic Algorithms, Differential Evolution.

Sumário

Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	ix
LetrasLatinas.....	xi
Letras Gregas.....	xii
Siglas e Abreviaturas.....	xii
Capítulo 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	1
1.2. OBJETIVOS	3
1.3. CONTRIBUIÇÕES	3
1.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
1.4.1. Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo (ADVP).....	5
1.4.2. Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Ativos.....	7
1.4.3. Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Adaptativos (ADVAd).....	7
1.4.4. Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais Passivos (ADVPM)	8
1.5. DESAFIOS CIENTÍFICOS.....	10
1.6. APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	10
Capítulo 2	11
FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DE ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES.....	11
2.1. ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES PASSIVOS (ADVP)	11

2.1.1. Teoria dos Absorvedores Dinâmicos não Amortecidos Aplicados a Sistemas Primários de um Grau de Liberdade	11
2.1.2. Teoria dos Absorvedores Dinâmicos Amortecidos Aplicados a Sistemas Primários de um Grau de Liberdade	17
2.2. APLICAÇÕES DOS ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES	23
Capítulo 3	25
MODELOS ESTRUTURAIS DOS ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES PASSIVOS MULTIMODAIS PROPOSTOS	25
3.1. MODELO DA ESTRUTURA PRIMÁRIA	25
3.2. ESTUDO DA POSIÇÃO DE ACOPLAMENTO DOS ADVPM	27
3.3. CONFIGURAÇÕES DOS ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES MULTIMODAIS PROPOSTOS	29
3.3.2. ADVPM – Modelo 1	29
3.3.3. ADVPM – Modelo 2	31
3.3.4. ADVPM – Modelo 3	33
3.3.5. ADVPM – Modelo 4	34
Capítulo 4	37
HEURÍSTICAS DE OTIMIZAÇÃO GLOBAL E METODOLOGIA.....	37
4.1. ALGORITMOS GENÉTICOS	38
4.2. EVOLUÇÃO DIFERENCIAL	40
4.2.1. Versão Clássica da Evolução Diferencial	40
4.3. METODOLOGIA EMPREGADA NO PROJETO DE ADVPM	43
Capítulo 5	46
RESULTADOS E DISCUSSÕES	46
5.1. ANÁLISE NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA	46
5.1.1. ADVPM – Modelo 1	47
5.1.2. ADVPM – Modelo 2	54
5.3.3. ADVPM – Modelo 3	58
5.3.4. ADVMM – Modelo 4	62
5.4. ANÁLISE NO DOMÍNIO DO TEMPO	66
5.4.1 ADVPM – Modelo 1	67

5.4.2 ADVPMM – Modelo 2	69
5.4.3 ADVPMM – Modelo 3	72
5.4.4 ADVPMM – Modelo 4	74
Capítulo 6	77
CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS.....	77
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
Apêndice A	84
VIGA DE EULER-BERNOULLI	84
Apêndice B	90
TERMINOLOGÍA EM ALGORITMOS GENÉTICOS	90
B.1. Terminologia em Algoritmos Genéticos.....	90
B.2. Operadores Genéticos	91

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Modelo de uma estrutura primária acoplada a um ADVP não amortecido. Fonte: Adaptado de Cunha Jr. (1999).....	12
Figura 2.2 – FRF pontual na massa primária para $\mu = 0,10$ e $f_s = 1$. Fonte: Cunha Jr. (1999).	15
Figura 2.3 – Amplitude de vibração do ADV para $\mu = 0,10$ e $f_s = 1$. Fonte: Cunha Jr. (1999).	15
Figura 2.4 – Variação das frequências naturais do sistema acoplado em função de μ . Fonte: Cunha Jr. (1999).	16
Figura 2.5 – Sistema primário acoplado a um ADV com amortecimento viscoso. Fonte: Cunha Jr. (1999).	18
Figura 2.6 – FRFs pontuais da massa m_1 , para diferentes valores do amortecimento do ADV. Fonte: Cunha Jr. (1999).	19
Figura 2.7 – Otimização pelo método dos Picos Iguais ($\mu = 0,1$). Fonte: Cunha Jr. (1999).	19
Figura 2.8 – FRF para o sistema primário e ADVs amortecidos. Fonte: Cunha Jr. (1999).	22
Figura 2.9 – Sistema primário acoplado a vários ADVs passivos simultaneamente. Fonte: Cunha Jr. (1999).	23
Figura 3.1 - Características geométricas da estrutura primária.	26

Figura 3.2 - Função de resposta em frequência do sistema primário	28
Figura 3.3 - ADVPM – modelo 1, vista isométrica (diâmetro dos braços).	35
Figura 3.4 - ADVPM – modelo 1, vista superior.....	36
Figura 3.5 - ADVPM – modelo 2, vista isométrica (diâmetro das hastes e cilindro central).	30
Figura 3.6 - ADVPM – modelo 2, vista superior.....	31
Figura 3.7 - ADVPM – modelo 3, vista isométrica (diâmetro dos arcos).	32
Figura 3.8 - ADVPM – modelo 3, vista frontal.	32
Figura 3.9 - ADVPM – modelo 4, vista isométrica.	345
Figura 3.10 - ADVPM – modelo 4, vista frontal.	346
Figura 4.1 – Fluxograma da evolução diferencial. Fonte: Suveges (2014).....	42
Figura 4.2 – Fluxograma da metodologia empregada na busca de um ADVPM.	44
Figura 5.1 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM modelo 1 usando Algoritmos Genéticos.....	48
Figura 5. 2 – Configuração final do ADVPM modelo 1 com Algoritmos Genéticos.	49
Figura 5.3 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM modelo 1 usando Evolução Diferencial.....	50
Figura 5.4 – Configuração resultante do ADVPM modelo 1 com Evolução Diferencial. ...	51
Figura 5.5 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM modelo 1 com Solução alternativa 1.....	53
Figura 5.6 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM modelo 1 com Solução alternativa 2.....	54

Figura 5.7 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM model 2 usando Algoritmos Genéticos.....	55
Figura 5.8 – Configuração resultante do ADVPM model 2 com Algoritmos Genéticos. ..	56
Figura 5.9 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM model 2 usando Evolução Diferencial.....	57
Figura 5.10 – Configuração resultante do ADVPM model 2 com Evolução Diferencial. .	58
Figura 5.11 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM model 3, via Algoritmos Genéticos.	60
Figura 5.12 – Configuração final do ADVPM model 3 com Algoritmos Genéticos.	60
Figura 5.13 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVMM model 3, via Evolução Diferencial.	62
Figura 5.14 – Configuração final do ADVPM model 3, via Evolução Diferencial.....	62
Figura 5.15 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM model 4, via Algoritmos Genéticos.	64
Figura 5.16 – Configuração final do ADVPM model 4 com Algoritmos Genéticos.	64
Figura 5.17 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM model 4, via Evolução Diferencial.	66
Figura 5.18 – Configuração final do ADVPM model 4, via Evolução Diferencial.....	66
Figura 5.19 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM model 1, via AGs.....	67
Figura 5.20 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM model 1, via AGs.....	68
Figura 5.21 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM model 1, via ED.....	68

Figura 5.22 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 1, via ED.....	69
Figura 5.23 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 2, via AGs.....	70
Figura 5.24 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 2, via AGs.....	70
Figura 5.25 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 2, via ED.....	71
Figura 5.26 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 2, via ED.....	71
Figura 5.27 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 3, via AGs.....	72
Figura 5.28 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 3, via AGs.....	73
Figura 5.29 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 3, via ED.....	73
Figura 5.30 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 3, via ED.....	74
Figura 5.31 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 4, via AGs.....	75
Figura 5.32 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 4, via AGs.....	75
Figura 5.33 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 4, via ED.....	76
Figura 5.34 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 4, via ED.....	76

Figura A.1 – Modelo de Euler-Bernoulli para viga em balanço. Adaptado de TEIXEIRA, 2002..	85
Figura A.2 – Primeiros três modos de vibração da viga. Fonte: Autoria própria.....	89
Figura B.1 – Esquema do cruzamento uniforme. Fonte: Silva (2005).....	92
Figura B.2 – Esquema do cruzamento de um ponto. Fonte: Silva (2005).....	92
Figura B.3 – Esquema do cruzamento de dois pontos. Fonte: Silva (2005).....	92
Figura B.4 – Esquema da mutação (troca simples). Fonte: Silva (2005).....	93
Figura B.5 – Exemplo de método da roleta. Fonte: Silva (2005).....	94

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Propriedades da estrutura primária.	26
Tabela 3.2 – Modos de vibração e frequências naturais da estrutura primária.	27
Tabela 3.3 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 1.	30
Tabela 3.4 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 2.	33
Tabela 3.5 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 3.	33
Tabela 3.6 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 4.	35
Tabela 4.1 – Parâmetros empregados na busca do ótimo via AGs.....	45
Tabela 5.1 – Variáveis de projeto para o ADVPM – Modelo 1.....	47
Tabela 5.2 – Parâmetros finais do ADVPM modelo 1 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,06639$).....	48
Tabela 5.3 – Parâmetros finais do ADVPM modelo 1 obtidos com a Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED} = 0,05196$).....	50
Tabela 5.4 – Soluções alternativas do ADVPM modelo 1 obtidas com AGs e ED.....	52
Tabela 5.5 – Redução da resposta vibratória em decibéis para as diferentes soluções obtidas.	53

Tabela 5.6 – Variáveis de projeto para o ADVPMM – Modelo 2.....	54
Tabela 5.7 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 2 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,07819$)	55
Tabela 5.8 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 2 obtidos com Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED} = 0,06609$)	57
Tabela 5.9 – Variáveis de projeto para o ADVPMM – Modelo 3.....	58
Tabela 5. 10 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 3 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,07166$)	59
Tabela 5.11 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 3 obtidos com Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED} = 0,07941$)	61
Tabela 5.12 – Variáveis de projeto para o ADVPMM – Modelo 4.....	63
Tabela 5.13 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 4 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,09621$)	63
Tabela 5.14 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 4 obtidos com Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED} = 0,09719$).....	65

Simbologia

Letras Latinas

A	Área da seção transversal da viga (m^2) .
CR	Taxa de cruzamento ou <i>crossover</i> .
D	Dimensão do vetor de projeto na Evolução Diferencial.
F	Fator de escala ou ponderação.
t	Tempo (s).
f	Frequência (s^{-1}).
G	Geração da Evolução Diferencial.
P_c	Porcentagem de cruzamento.
P_m	Porcentagem de mutação.
E	Modulo de elasticidade longitudinal (GPa).
I	Momento de inércia de área (m^4).
NP	Número de indivíduos na população.
$rand$	Vetor de números aleatórios, uniformemente distribuídos no intervalo [0,1].
u	Vetor candidato.
v	Vetor mutante.
w	Deslocamento vertical da viga Euler-Bernoulli.
$x_{i,G}$	Vetor que representa o i -ésimo indivíduo de uma dada geração G da Evolução Diferencial.
x_{inf}	Vetor que contém os limites inferiores do espaço de projeto.
x_{sup}	Vetor que contém os limites superiores do espaço de projeto.

$[M]$	Matriz de massa.
$[K]$	Matriz de rigidez.
$[C]$	Matriz de amortecimento.

Letras Gregas

ω_n	Frequência natural (rad/s).
ρ	Massa específica (kg/m ³).
ν	Coefficiente de poisson.
Ω	Frequência angular constante (rad/s).
μ	Relação de massas.

Siglas e Abreviaturas

ADV	Absorvedor Dinâmico de Vibração.
ADVA	Absorvedor Dinâmico de Vibração Ativo.
ADVAd	Absorvedor Dinâmico de Vibração Adaptativo.
ADVP	Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo.
ADVPM	Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo Multimodal.
AG	Algoritmo Genético.
ED	Evolução Diferencial.
GDL	Grau de Liberdade.
MEC	Método de Elementos de Contorno.
MEF	Método de Elementos Finitos.
FRF	Função de Resposta em Frequência

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

O objetivo deste capítulo é fornecer uma visão sobre os trabalhos desenvolvidos na resolução de problemas de vibrações mecânicas. Problemas que são encontrados na maioria das aplicações da engenharia. A primeira parte destaca a importância do uso dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações (ADVs) na redução da resposta dinâmica de diversas estruturas e apresentam-se as vantagens que têm contribuído no aumento crescente do emprego destes dispositivos de interesse acadêmico e industrial. Finalmente, é apresentada uma discussão sobre os estudos prévios e técnicas desenvolvidas na utilização dos ADVs desde sua concepção e as diversas aplicações e abordagens que têm sido dadas a estes ao longo do tempo.

1.1. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Segundo Rao (2009), a maioria das atividades humanas envolve alguma forma de vibração. A audição é possível porque o tímpano vibra, a visão se dá porque as ondas luminosas se propagam, a respiração está associada à vibração dos pulmões, os batimentos cardíacos são movimentos vibratórios do coração, a fala se fundamenta na vibração das cordas vocais e os movimentos humanos envolvem oscilações de braços e pernas. Apesar de seus efeitos danosos, a vibração pode ser utilizada a favor em várias aplicações industriais. Observa-se que a utilização de equipamentos vibratórios se faz presente há anos como, por

exemplo, na utilização de esteiras transportadoras, peneiras, compactadores, máquinas de lavar, escovas de dentes elétricas, brocas odontológicas, relógios e dispositivos de massagem elétricas. Contudo, na grande maioria das vezes, as vibrações mecânicas representam problemas que nem sempre podem ser resolvidos na sua fase inicial de projeto e devem-se a diferentes causas (Borges, 2009):

- Estruturas de construção civil que estão sujeitas a excitações provocadas pelo vento, pela passagem de veículos ou por abalos sísmicos.
- Equipamentos industriais (compressores, turbinas, torres de refrigeração), que produzem vibrações provocadas por desbalanceamento ou escoamento de fluidos.
- Veículos terrestres e aéreos que, em movimento, são excitados por irregularidades do pavimento ou por rajadas e turbulências atmosféricas.

Estruturas e/ou equipamentos que estão sujeitos a determinados níveis de vibrações mecânicas indesejáveis, podem ter seu correto funcionamento interrompido, sua integridade física comprometida através de uma falha por fadiga, poderá causar desconforto e comprometer a segurança em seus operadores. Logo, é de suma importância que se tenha uma redução dos níveis de vibrações nos quais estes dispositivos estão sujeitos.

Segundo Espíndola (1987 apud BAVASTRI, 1997, p.1) algumas técnicas básicas utilizadas para reduzir essas vibrações a níveis aceitáveis são:

- Atuar sobre a excitação, reduzindo sua amplitude e/ou alterando o espectro.
- Atuar sobre a estrutura, seja pela variação da rigidez, massa ou introduzindo amortecimento.
- Fixar um ou mais sistemas secundários ao sistema (também conhecido como sistema principal, sistema primário ou estrutura primária), cuja vibração deseja-se reduzir.

Segundo Silva (2005), atuar sobre a excitação é pouco prático e na maioria das vezes impossível. Modificar a estrutura primária é uma ação válida quando a sua densidade modal é relativamente baixa e os esforços são de tipo banda estreita, além disso, a modificação estrutural poderia comprometer o funcionamento do sistema devido à alteração da função original para a qual foi projetada, portanto, é uma opção nem sempre eficaz. Logo, surge a terceira técnica como o foco principal desta dissertação de mestrado.

1.2. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo principal a proposição e o desenvolvimento de uma metodologia computacional de projeto de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Passivos Multimodais (ADVPMMs), que podem ser aplicados a diferentes sistemas, na busca pelo controle de vibrações mecânicas.

ADVPMM é um dispositivo que uma vez acoplado a uma dada estrutura primária, é capaz de atenuar vibrações mecânicas em diferentes faixas de frequências simultaneamente fazendo com que estes dispositivos apareçam como uma solução bastante viável quando se trabalha com sistemas vibratórios.

A partir do objetivo principal, surgem os seguintes objetivos específicos:

- Propor a utilização de diferentes configurações de ADVPMM que possam ser utilizados em diferentes situações e equipamentos;
- Implementar e parametrizar os modelos numéricos dos ADVPMM em uma rotina baseada no método dos elementos finitos;
- Utilizar heurísticas de otimização global acopladas à rotina de elementos finitos afim de se obter os parâmetros construtivos dos ADVPMM propostos.
- Analisar e comparar as respostas dinâmicas dos sistemas antes e após o acoplamento dos ADVPMMs a fim de avaliar a robustez da metodologia adotada;
- Do ponto de vista da formação do pesquisador, o desenvolvimento deste trabalho busca fornecer uma visão mais ampla no campo das vibrações mecânicas além da geração de conhecimentos em métodos numéricos associados à otimização.

1.3. CONTRIBUIÇÕES

Sistemas complexos como aeronaves (de asa fixa ou rotativa), submarinos, tubulações petrolíferas, máquinas operatrizes dentre outros, estão sujeitos a danos estruturais e perda de qualidade de serviços ao longo de suas vidas úteis causadas pelas vibrações mecânicas às quais estão sujeitos. A identificação e o controle dos níveis de vibrações em tempo hábil

possibilitam que os sistemas trabalhem em condições ótimas evitando problemas como falhas mecânicas (fadiga), desconforto de passageiros, emissão acústica, manutenção prematura, etc.

Segundo Lara (2007), o controle estrutural é uma tecnologia que procura reduzir a demanda de dissipação de energia nos membros estruturais sob ação de forças externas, geralmente, alterando as propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura pela aplicação de dispositivos externos.

Uma abordagem que vem sendo empregada ao longo dos últimos anos é a utilização dos chamados Absorvedores Dinâmicos de Vibrações (ADVs) que são alternativas de custo relativamente reduzido e com resultados altamente satisfatórios. Contudo, estes dispositivos necessitam de atualizações e novas formas construtivas uma vez que as máquinas e equipamentos atuais operam em condições extremas e os níveis de vibrações devem ser reduzidos.

Dentro deste contexto, apresenta-se neste trabalho um estudo acerca da utilização de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais (ADVPMMs) e traz como contribuições os seguintes aspectos:

- Uso de ADVPMMs constituídos por componentes estruturais contínuos oferecendo maior flexibilidade de projeto e facilidade de construção;
- Apresentação de uma metodologia na qual o método de elementos finitos é acoplado às heurísticas de otimização global na busca por sistemas que sejam capazes de atenuar vibrações em diferentes faixas de frequências simultâneas;
- Concepção de quatro diferentes formas construtivas de ADVPMMs.

1.4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em sua forma mais simples, um ADV é um dispositivo de parâmetros concentrados de massa, rigidez e amortecimento que, uma vez acoplado a uma dada estrutura, cujas vibrações desejam-se atenuar, é capaz de absorver a energia vibratória no ponto de conexão (CUNHA JR, 1999). A invenção dos ADVs deve-se ao engenheiro alemão Hermann Frahm (FRAHM, 1911) Hermann estudou e utilizou um ADV de um grau de liberdade (GDL) usado no controle de vibrações torcionais em projetos de eixos de hélices de navios.

Os ADVs podem ser distribuídos em quatro categorias: *i*) ADVs passivos simples, *ii*) ADVs ativos, *iii*) ADVs adaptativos e *iv*) ADVs passivos multimodais.

Um resumo de cada categoria é apresentado nas seções 1.4.1 a 1.4.4.

1.4.1. Absorvedor Dinâmico de Vibração Passivo (ADVP)

Os ADVPs devido à sua simplicidade, baixo custo e estabilidade, tem sido objeto de muitas pesquisas e têm sido utilizadas diferentes configurações, por exemplo: a configuração clássica de neutralizador dinâmico massa-mola (M,K) ou incluindo dissipação de energia (M,C,K), os neutralizadores viscoelásticos e até sistemas de absorvedores do tipo pêndulo.

Os ADVs clássicos, destinados à atenuação em uma faixa estreita de frequência foram estudados por Ormondroyd e Hartog (1928), os quais determinaram a relação ótima de amortecimento (ζ) de um sistema auxiliar de um Grau de Liberdade (GDL) acoplado a um sistema discreto também de um GDL não amortecido. Posteriormente, diversos métodos de otimização foram propostos após do trabalho inicial de Brock (1946).

A aplicação de ADVPs em sistemas primários contínuos, tem sido amplamente estudada. Harris (2003) investigou o uso de ADVs em placas e cascas cilíndricas baseado no acoplamento dos modos de vibração. A utilização de ADVPs em vigas foi introduzido por Young (1952) e posteriormente analisados por Jacquot, (1978), quem desenvolveu uma técnica para obter os parâmetros ótimos de um ADVP discreto acoplado no centro de uma viga em balanço e submetida a carregamento harmônico. Também têm sido utilizadas vigas como absorvedores de vibrações em sistemas de um GDL como o proposto por Cavacece e Vita (2002). Cunha Jr e Rade (1999) apresentam um ADVP do tipo viga para atenuação de vibrações em sistemas de vários graus de liberdade.

O método aproximado proposto por Jacquot (1978) acrescentou o interesse em estudar o comportamento dinâmico de vigas submetidas ao efeito de vários ADVPs discretos acoplados simultaneamente. Tanto Özguven e Çandir (1986) quanto Medeiros (1999) apresentaram diversos métodos gerais para determinar os parâmetros ótimos de ADVPs acoplados a vigas em balanço, Özguven e Çandir (1986) estudaram o sistema por meio da resolução de um problema de máximos e mínimos sob várias configurações de carga. Medeiros (1999) baseou-

se no uso das funções de Green para obter a resposta do sistema primário contínuo. Cunha Jr e Rade (1999a) também utilizaram múltiplos ADVPs para atenuação de vibrações em vigas através da otimização via algoritmos genéticos.

Cheng e Huang (2004) também estudaram analiticamente o uso de atenuadores de massa sintonizados na redução de vibrações em vigas numa ampla faixa de frequências, do mesmo modo Lara (2007) aprofundou a aplicação prática dos ADVPs em vigas curvas analisando diferentes configurações de apoio e sua localização. Yang *et al.* (2012) estabeleceram um procedimento de otimização híbrido aplicado a um absorvedor de massa sintonizado (AMS) com o intuito de atenuar os níveis vibratórios numa viga submetida a vibrações aleatórias.

Muhammad *et al.* (1998) apresentaram uma técnica de controle para estruturas excitadas por carregamentos sísmicos. A técnica proposta apresenta uma vantagem em relação às anteriores utilizadas com o mesmo objetivo pelo fato de não reduzir o sistema a ser controlado a um GDL. Desta forma, instalaram um absorvedor de massa sintonizado e com o uso dos Algoritmos Genéticos (AGs) foram determinados seus valores ótimos de massa, amortecimento e rigidez minimizando a norma da função de transferência das perturbações externas. Uma outra técnica aplicada no controle de vibrações em sistemas contínuos é a teoria dos pontos fixos, utilizada por Dayou (2006), quem conseguiu determinar as relações de massa e amortecimento ótimas de um ADV passivo de um GDL.

Um grande avanço nos absorvedores dinâmicos de vibração foi realizado com a introdução de material viscoelástico, o material viscoelástico introduz um fator dissipador de energia intrínseco que reduz significativamente a amplitude de vibração no neutralizador e amplia o efeito absorvedor para as frequências vizinhas à frequência de sintonia. Silva (2005) visando obter os parâmetros ótimos de um ADV passivo aproveitou as características do material viscoelástico para neutralizar as vibrações em uma estrutura geometricamente complexa. De igual forma, Azoulay *et al.* (2011) propuseram um arranjo de esferas metálicas embutidas numa fina camada de material viscoelástico, com peso desprezível e extremamente úteis na atenuação dos níveis vibratórios em diversas aplicações. A proposta foi avaliada com simulações numéricas e testes experimentais deste dispositivo acoplado em placas.

Para todos os casos na seção 1.4.1, o ADVP é dito sintonizado para uma dada faixa de frequências na qual o mesmo é bastante eficiente. Contudo, caso a frequência de excitação se altere, para uma faixa diferente da qual o ADVP foi sintonizado perderá eficiência.

1.4.2. Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Ativos

É de conhecimento que a eficiência dos ADVPs está restrita a certas faixas de frequências nas quais os mesmos foram sintonizados. Logo, se o sistema primário está sujeito a uma força de excitação externa variável com o tempo, faz-se necessário a utilização de sistemas que possam variar suas faixas de operação. Uma solução que vem sendo amplamente avaliada é o uso dos chamados Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Ativos (ADVA).

Diferentemente dos ADVPs, os ADVA podem se auto ajustar para atenuar os níveis de vibrações para diferentes valores da frequência de excitação. Estes dispositivos possuem um atuador (elemento ativo), localizado entre a massa primária e a massa do absorvedor, o qual aplica uma força de controle computada segundo uma apropriada lei de controle. Assim, introduzindo a força de controle, é possível ajustar o ADVP para atuar dentro de uma faixa de frequências relativamente grande, sem que seja necessária a modificação de algum parâmetro passivo tal como a massa, a rigidez ou o amortecimento do ADVP.

Algumas leis de controle aplicadas em ADVA foram avaliadas nos trabalhos apresentados por Harris (2003), Olgac e Holm-Hansen (1995), Olgac *et al.* (1999) e Samali e Al-Dawod (2003).

Os ADVAs podem ser utilizados para atenuar vibrações em diferentes faixas de frequências, entretanto necessitam de um estudo acerca da instabilidade que estes podem inserir no sistema o que faz, em alguns casos, sua aplicabilidade limitada.

1.4.3. Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Adaptativos (ADVAd)

Os ADVAds representam uma união das melhores características dos absorvedores dinâmicos de vibrações passivos e ativos. São dispositivos cujos parâmetros físicos (massa,

rigidez e amortecimento) podem ser contínua e automaticamente variados de modo que os mesmos estejam sempre sintonizados, independentemente de variações na frequência de excitação.

Segundo Sun *et al.* (1995), o surgimento dos chamados materiais inteligentes (materiais piezelétricos, materiais com memória de forma, fluidos magnetoreológicos, dentre outros) abre novas possibilidades para se obter as características desejadas de adaptabilidade em amplas faixas de operação, fazendo com que os ADVAs surjam como uma ferramenta bastante interessante no controle dos níveis de vibrações mecânicas de sistemas complexos.

Assim como os ADVAs, os ADVAs vêm sendo avaliados por diversos pesquisadores. Como exemplo, tem-se o trabalho apresentado por Acar e Yilmaz (2012), onde os mesmos propuseram a utilização de um ADVAd composto de um cabo com uma massa pendurada de forma que o ajuste na tensão do cabo fornecesse mudanças na rigidez, inclusive rigidez negativa, e gerasse o efeito de antirressonância em uma certa faixa de frequência.

Ting-Kong (1999) propôs duas configurações de ADVAs adaptativos capazes de modificar sua rigidez. O primeiro tem sua rigidez alterada através de uma câmara de ar comprimido ajustável e o segundo pela mudança do comprimento efetivo de duas massas em balanço, ambos mostraram-se eficientes na sintonização automática de várias frequências de excitação com erros mínimos e estabilidade garantida.

Finalmente, no trabalho apresentado por Jalili e Fallahi (2002), foi proposta uma metodologia para o projeto de um absorvedor de vibrações semiativo, a técnica consiste na identificação periódica do sistema para detectar as variações tanto na estrutura primaria quanto na frequência de excitação de forma que automaticamente sejam ajustados os parâmetros do sistema.

1.4.4. Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais Passivos (ADVPMM)

O ADVP, segundo Rao (2009), é projetado de modo tal que as frequências naturais do sistema resultante sejam diferentes da frequência de excitação externa, portanto, diz-se que o ADVP está sintonizado a essa frequência operacional. Contudo, o ADVP perde eficiência

caso a excitação e/ou parâmetros desta concepção mudem, mesmo que ligeiramente em alguns casos.

Na atenuação de vibrações podem-se utilizar tanto os ADVs ativos quanto adaptativos, porém, o uso destes dispositivos requer, para o caso dos ativos, um sistema de aquisição de sinais e um atuador capaz de responder em um curto intervalo de tempo e para os adaptativos, tem-se a dificuldade de se obter a variação dos parâmetros de forma rápida e controlada. Assim, de forma a contornar estes problemas, vem-se utilizando os chamados Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais (ADVPMM) que, sendo passivos, não necessitam de sistemas de aquisição de dados nem de variação controlada de seus parâmetros construtivos, contudo, podem atenuar vibrações em diferentes faixas de frequências simultaneamente, fazendo com que um sistema que tenha excitação externa variável possa ter seus níveis de vibrações reduzidos independentemente da faixa de frequência da excitação.

Devido a sua característica multimodal, os ADVPMM vem sendo cada vez mais utilizados em diversas situações principalmente quando se tem excitações externas variáveis. Dentre algumas aplicações de ADVPMM tem-se o trabalho publicado por Snowdon *et al.* (1984) o qual apresenta um ADVPMM do tipo cruciforme compacto capaz de reduzir os níveis de vibrações de duas frequências naturais (frequência fundamental e a segunda ou terceira frequência) simultaneamente.

Igusa e Xu (1994) apresentaram uma configuração de ADVPMM de parâmetros concentrados, demonstrou que com relações de massa equivalentes a sistemas de um grau de liberdade, estes fornecem maior robustez e eficiência. Zuo e Nayfeh (2003), utilizaram um método para absorver as vibrações em sistemas nos quais tanto a estrutura primária quanto o ADVPMM possuem vários graus de liberdade, obtendo desta forma um dispositivo capaz de atenuar simultaneamente os dois primeiros modos de vibração de uma viga em configuração livre-livre.

Borges (2009) apresentou um estudo numérico e experimental de um ADVPMM capaz de atenuar vibrações em vários modos simultaneamente. Tratou-se de um arranjo de braços com discos circulares prendidos nas extremidades, onde cada par de braços era sintonizado a uma frequência natural da estrutura primária.

1.5. DESAFIOS CIENTÍFICOS

Dentre os desafios científicos encontrados neste trabalho destacam-se:

- A concepção de diferentes modelos de ADVPM;M;
- A análise numérica de cada configuração de ADVPM;M via elementos finitos;
- O acoplamento entre a rotina de elementos finitos com as heurísticas de otimização global;
- A proposição de alguns modelos de ADVMM para aplicações específicas.

1.6. APRESENTAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

O trabalho está dividido em seis capítulos organizados da seguinte forma:

O Capítulo 1 é delimitado o problema a ser estudado e é apresentado estado da arte em ADVs, além da relevância e objetivos do presente trabalho.

O Capítulo 2 é dedicado à fundamentação teórica de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações e suas variações, bem como, apresenta-se o equacionamento analítico essencial para a análise teórica de seu funcionamento.

No Capítulo 3 são apresentados os modelos de ADVPM;Ms projetados para a avaliação da metodologia proposta, as características físicas e modelagem numérica da estrutura primaria em estudo.

O Capítulo 4 fornece ao leitor um baseamento teórico acerca dos métodos de otimização adotados no presente trabalho e no Capítulo 5 são mostrados, analisados e comparados os resultados obtidos através das simulações numéricas.

No Capítulo 6 serão discutidas as conclusões gerais e as propostas de continuidade do trabalho realizado.

Capítulo 2

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DE ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES

Neste capítulo são apresentadas as formulações básicas relativas aos absorvedores dinâmicos de vibrações (ADV's) simples com o intuito de fornecer os fundamentos básicos para o entendimento do princípio de funcionamento destes dispositivos. Será discutida a formulação para os ADV's passivos não amortecidos e para os ADV's com amortecimento viscoso, sendo ambos os tipos inicialmente acoplados a estruturas primárias constituídas de sistemas amortecidos e não amortecidos de um grau de liberdade. Os desenvolvimentos analíticos apresentados nas seções subsequentes estão baseados em Cunha Jr. (1999).

2.1. ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES PASSIVOS (ADVP)

2.1.1. Teoria dos Absorvedores Dinâmicos não Amortecidos Aplicados a Sistemas Primários de um Grau de Liberdade

Considere-se o sistema vibratório de um GDL mostrado na Figura 2.1(a), de massa m_1 e rigidez k_1 sujeito a uma força harmônica de frequência angular constante Ω . A fim de

reduzir os níveis de vibrações deste sistema, aqui denominado estrutura primária, acopla-se um sistema vibratório secundário, também de um GDL, com massa m_2 e rigidez k_2 ilustrado na Figura 2.1 (b). Pretende-se que este sistema secundário funcione como um ADVP.

O princípio básico do funcionamento do ADVP é baseado no fato que, escolhendo-se adequadamente os valores dos parâmetros (m_2, k_2) , a resposta harmônica da massa primária m_1 terá amplitude nula quando se verificar a relação $\Omega = \sqrt{k_2/m_2}$. Observe-se que $\sqrt{k_2/m_2}$ corresponde à frequência natural do sistema absorvedor quando conectado diretamente à base fixa.

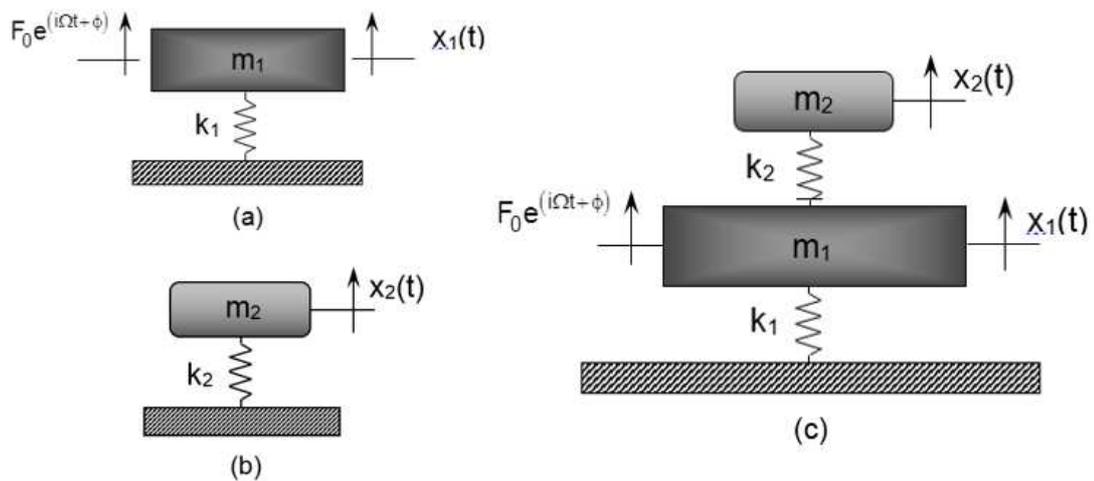


Figura 2.1 – Modelo de uma estrutura primária acoplada a um ADVP não amortecido. Fonte: Adaptado de Cunha Jr. (1999).

A fim de demonstrar este princípio, escrevem-se as equações do movimento do sistema acoplado representado na Figura 2.1(c) na forma matricial:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.1)$$

Sendo:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

$$\{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} \quad \{f(t)\} = \begin{Bmatrix} F_0 e^{(i\Omega t + \phi)} \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Pode-se representar as equações do movimento, Equação (2.1), no domínio da frequência (regime harmônico permanente). Desta forma, considerando $\phi = 0$, obtém-se as expressões para as Funções de Resposta em Frequência (FRF) pontuais, tanto para a estrutura primária quanto para o ADVP, dadas pelas equações:

$$H_{11}(\Omega) = \frac{X_1}{F_0}(\Omega) = \frac{k_2 - \Omega^2 m_2}{(k_1 - \Omega^2 m_1)(k_2 - \Omega^2 m_2) - m_2 \Omega^2 k_2} \quad (2.2)$$

$$H_{21}(\Omega) = \frac{X_2}{F_0}(\Omega) = \frac{-k_2}{(k_1 - \Omega^2 m_1)(k_2 - \Omega^2 m_2) - m_2 \Omega^2 k_2} \quad (2.3)$$

Os valores absolutos destas Funções de resposta em Frequência (FRFs) representam as amplitudes de vibração por unidade de força da estrutura primária e do ADVP, respectivamente.

Na Equação (2.2) pode-se observar que a amplitude da resposta X_1 da estrutura primária anula-se quando $\Omega^2 = k_2/m_2$. Isto ocorre quando a frequência de excitação (Ω) coincide com a frequência natural do ADVP isolado, conforme Figura 2.1(b). Pode-se ainda afirmar que a este valor de frequência corresponde um zero, ou uma antirressonância da FRF $H_{11}(\omega)$. Isto comprova a afirmação anteriormente feita a respeito do funcionamento dos ADVPs de um grau de liberdade não amortecidos.

Impondo $X_1 = 0$ em (2.2), tem-se que, para $\Omega^2 = k_2/m_2$. A força exercida pelo sistema secundário sobre o sistema primário é dada por:

$$F_0 = k_2 X_2 \quad (2.4)$$

Desta forma, o sistema secundário exerce sobre o sistema primário uma força igual e oposta à força de excitação tendo, como consequência, o equilíbrio deste sistema. É interessante expressar as Equações (2.2) e (2.3) em função de parâmetros adimensionais. Desta forma, pode-se escrever:

$$\left| \frac{X_1}{F_0 k_1^{-1}}(\Omega) \right| = \sqrt{\frac{(g^2 - f_s^2)^2}{[\mu g^2 f_s^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f_s^2)]^2}} \quad (2.5)$$

$$\left| \frac{X_2}{F_0 k_1^{-1}}(\Omega) \right| = \sqrt{\frac{f_s^2}{\left[\mu g^2 f_s^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f_s^2) \right]^2}} \quad (2.6)$$

Sendo:

$\mu = m_2/m_1$	Razão de massas.
$\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}$	Frequência natural da Estrutura Primária isolada.
$\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}$	Frequência natural do ADV isolado.
$g = \Omega/\omega_1$	Frequência de excitação normalizada.
$f_s = \omega_2/\omega_1$	Fator de sintonização.

A Figura 2.2 mostra as FRFs tanto para a estrutura primária isolada quanto para o sistema acoplado com o ADV sintonizado para a frequência natural do sistema primário, ($f_s = 1$) e razão de massas $\mu = 0,1$. A Figura 2.3 ilustra a amplitude de vibração da massa deste ADVP. Observa-se na Figura 2.2 que com o acoplamento do ADVP há total absorção da amplitude de vibração do sistema primário já que o pico de ressonância é substituído por uma antirressonância. Porém, com o acoplamento do ADVP, surgem dois novos picos de ressonância que correspondem às frequências naturais do sistema de dois GDL resultante. Estas duas frequências do sistema de dois GDL podem ser determinadas igualando a zero o denominador das Equações (2.5) e (2.6):

$$\mu g^2 f_s^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f_s^2) = 0 \quad (2.7)$$

Particularizando para o caso em que o ADVP está sintonizado para a frequência natural do sistema primário ($f_s = 1$), obtém-se a seguinte relação:

$$g_{(1,2)} = 1 + \frac{\mu}{2} \pm \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}} \quad (2.8)$$

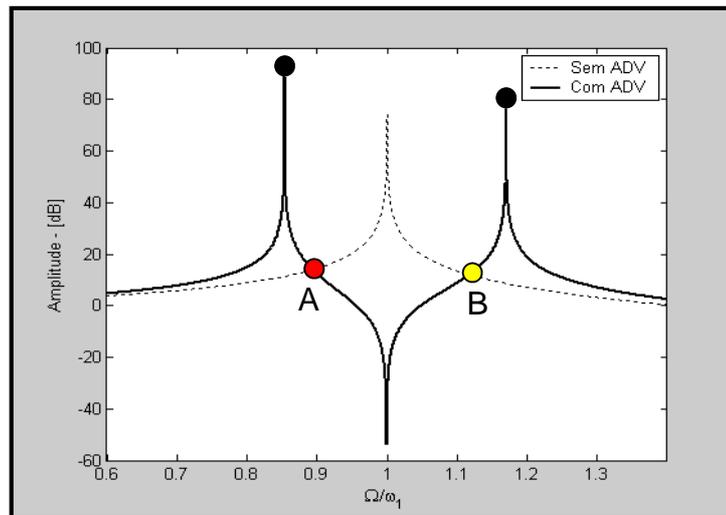


Figura 2.2 – FRF pontual na massa primária para $\mu = 0,10$ e $f_s = 1$. Fonte: Cunha Jr. (1999).

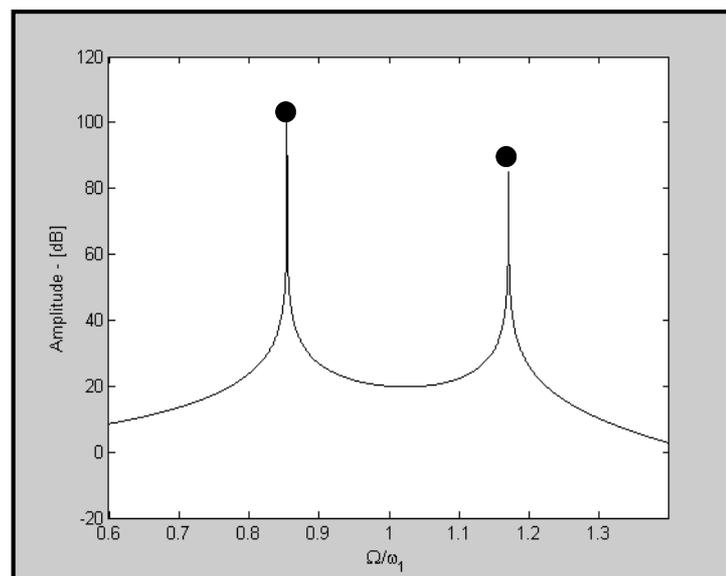


Figura 2.3 – Amplitude de vibração do ADV para $\mu = 0,10$ e $f_s = 1$. Fonte: Cunha Jr. (1999).

Desta forma é possível prever quais serão as frequências naturais do sistema de dois GDL resultante e assim concluir acerca do comportamento dinâmico do sistema acoplado.

Outro parâmetro relevante que se pode determinar é a banda de frequência delimitada pelos pontos A e B na Figura 2.2, em que o ADV proporciona redução de amplitude. As abscissas dos pontos A e B podem ser determinadas igualando-se a Equação (2.5) à expressão para a FRF do sistema primário sem ADV. Desta forma, particularizando para o caso em que $f_s = 1$, as expressões para as abscissas dos pontos A e B, em função da razão de massas, se

escrevem:

$$g_{(A,B)} = \frac{1}{4} \left(\sqrt{2\mu + 16} \pm \sqrt{2\mu} \right) \quad (2.9)$$

As Equações (2.8) e (2.9) são apresentadas graficamente na Figura 2.4. Como um exemplo, nota-se que a utilização de um ADVP de massa igual a 10% da massa da estrutura primária provoca o aparecimento de duas frequências naturais do sistema acoplado em 0,85 e 1,17 vezes a frequência natural da estrutura primária, considerada isoladamente. Observa-se também que quanto menor a razão de massas, mais estreita é a banda operacional do ADVP.

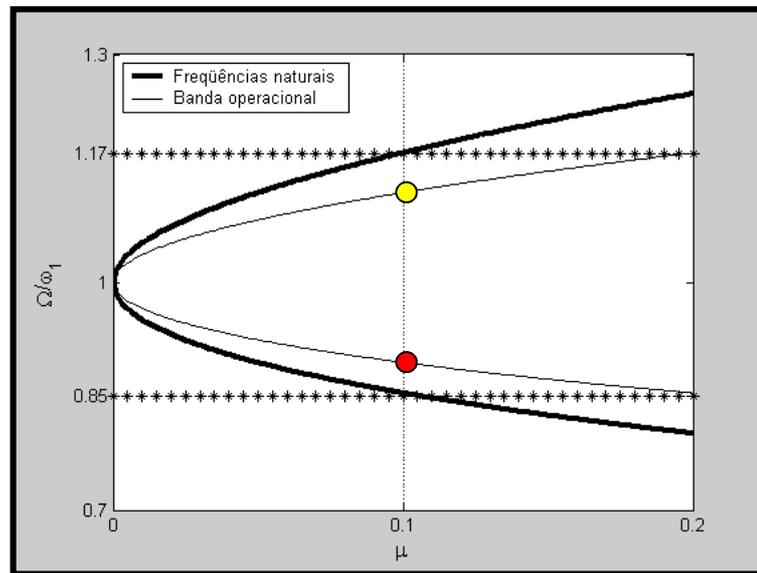


Figura 2.4 – Variação das frequências naturais do sistema acoplado em função de μ . Fonte: Cunha Jr. (1999).

Os ADVPs não amortecidos são eficientes quando a frequência de excitação for essencialmente constante, hipótese dificilmente verificada na prática. Conforme observado na Figura 2.2, pequenas variações da frequência de excitação podem conduzir a reduções significativas da capacidade de atenuação do absorvedor. Além disso, dois picos de ressonância, apresentando amplitudes de vibração elevadas, continuam a existir nas vizinhanças da frequência natural da estrutura primária.

O projeto ótimo de ADVs tem como objetivo a máxima atenuação de vibrações em uma dada banda de frequências em torno de uma frequência de sintonização nominal. Este objetivo pode ser atingido empregando duas estratégias distintas:

- a) Uso de ADVs ativos e adaptativos, cujos parâmetros podem ser contínuos e automaticamente variados para garantir, a cada instante, a sintonização com o valor corrente da frequência de excitação (Sun *et al.*,1995);
- b) Introdução de mecanismos de dissipação de energia (amortecimento) no ADV. O amortecimento desempenha ainda a importante função de limitar as amplitudes de vibração do próprio absorvedor, o que permite atender às restrições de projeto e limitar as tensões de fadiga (Dimaragonas,1996).

A segunda estratégia (b) é sumarizada na seção 2.1.2. Apresenta-se a teoria dos absorvedores de um grau de liberdade com amortecimento viscoso (Den Hartog,1956) e (Frahm,1911), a qual despreza o amortecimento da estrutura primária.

2.1.2. Teoria dos Absorvedores Dinâmicos Amortecidos Aplicados a Sistemas Primários de um Grau de Liberdade

Considere-se o sistema representado na Figura 2.5 onde tem-se um ADV com amortecimento viscoso (m_2, c_2, k_2), acoplado à estrutura primária não amortecida (m_1, k_1). As equações do movimento na forma matricial escrevem-se:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.10)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

Sendo:

$$\{x(t)\} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} \quad \{f(t)\} = \begin{Bmatrix} F_0 e^{i(\Omega t + \phi)} \\ 0 \end{Bmatrix}$$

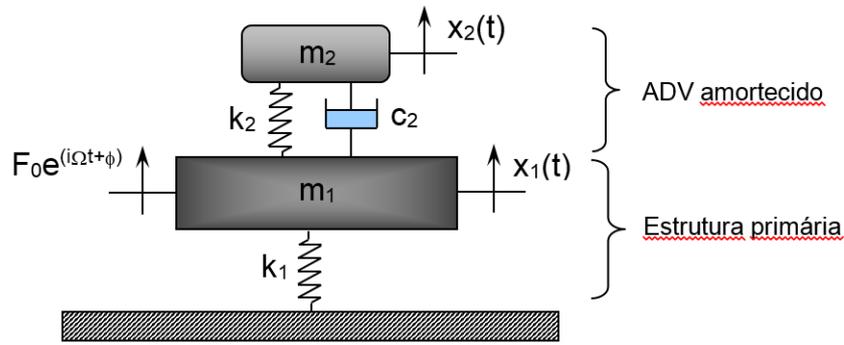


Figura 2.5 – Sistema primário acoplado a um ADV com amortecimento viscoso. Fonte: Cunha Jr. (1999).

As amplitudes de vibração em regime harmônico permanente, considerando $\phi = 0$, são expressas em termos de parâmetros adimensionais segundo (Dimarogonas, 1996):

$$\left| \frac{X_1}{F_0 k_1^{-1}}(\Omega) \right| = \sqrt{\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f_s^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \zeta g^2)^2 + [\zeta f_s^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f_s^2)]^2}} \quad (2.11)$$

$$\left| \frac{X_2}{F_0 k_1^{-1}}(\Omega) \right| = \sqrt{\frac{(2\zeta g)^2 + (f_s^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \zeta g^2)^2 + [\zeta f_s^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f_s^2)]^2}} \quad (2.12)$$

Sendo $\zeta = c_2 / 2m_2\omega_1$ é o fator de amortecimento do ADV.

Na Figura 2.6 nota-se a influência do fator de amortecimento na resposta do sistema. Verifica-se que, em comparação com os ADVs não amortecidos (Figura 2.2), a introdução do amortecimento no ADV permite obter amplitudes menores em uma banda de frequências mais larga, em torno de $\Omega/\omega_1 = 1$. Pode-se também observar, na Figura 2.6, que todas as curvas interceptam-se nos pontos A e B que são chamados pontos invariantes.

Cabe ainda salientar que o fator de amortecimento influencia o grau de declividade da curva de resposta e que quando se utiliza um amortecimento muito grande, tendendo a um valor infinito, as duas massas são virtualmente ligadas entre si. Neste caso, tem-se essencialmente um sistema de um grau de liberdade com massa $m_1 + m_2$.

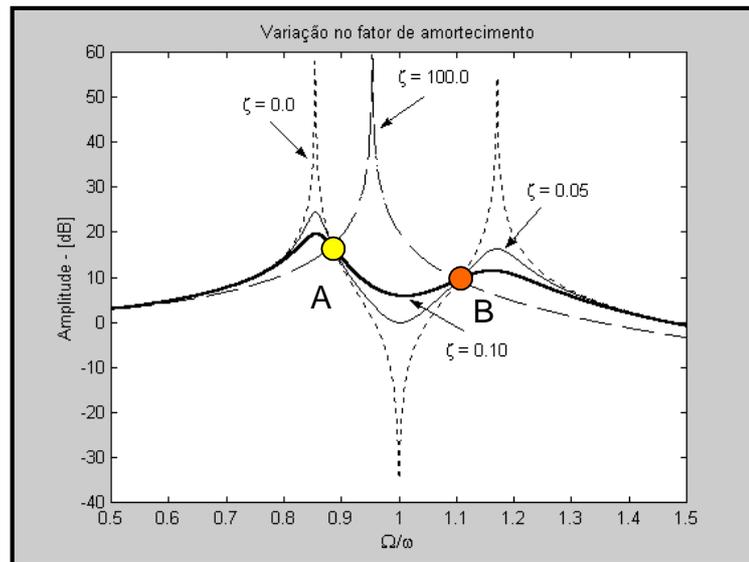


Figura 2.6 – FRFs pontuais da massa m_1 , para diferentes valores do amortecimento do ADV.

Fonte: Cunha Jr. (1999).

De acordo com Brock (1946) e Den Hartog (1956) é possível obter um ADV com os parâmetros f_s e ζ otimizados que conduzem a mínimas amplitudes da FRF, explorando a existência dos pontos invariantes. O conjunto ótimo de parâmetros (f_{ot}, ζ_{ot}) é aquele que conduz aos dois pontos invariantes posicionados a uma mesma altura, com a curva de resposta possuindo inclinação nula em ambos os pontos, como mostrado na Figura 2.7.

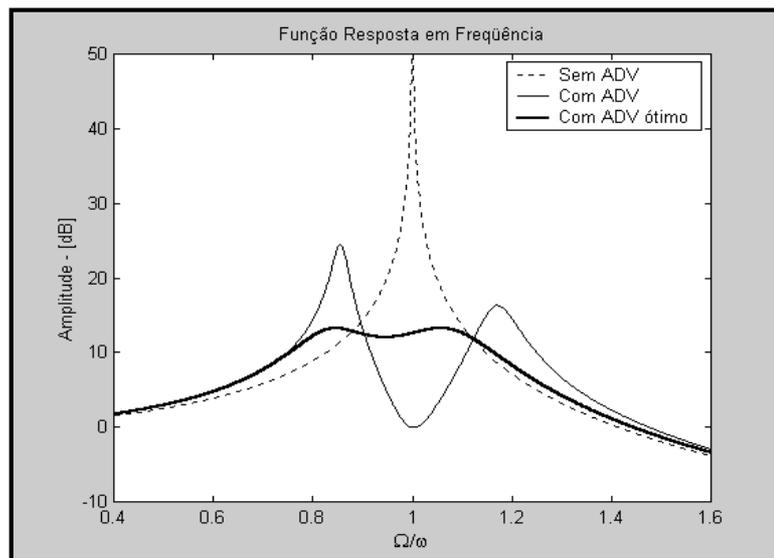


Figura 2.7 – Otimização pelo método dos Picos Iguais ($\mu = 0,1$). Fonte: Cunha Jr. (1999).

Para determinar a posição dos pontos invariantes deve-se retornar à equação (2.11) para verificar se existem valores de g para os quais X_1 / Fk_1^{-1} torna-se independente de ζ . Para tanto, a Equação (2.11) é escrita sob a forma:

$$\frac{X_1}{Fk_1^{-1}} = \sqrt{\frac{C\zeta^2 + D}{R\zeta^2 + Z}} \quad (2.13)$$

Que é independente do amortecimento quando $C/R = D/Z$, ou seja:

$$\left(\frac{1}{g^2 - 1 + \mu g^2} \right)^2 = \left(\frac{g^2 - f_s^2}{\mu f_s^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f_s^2)} \right)^2 \quad (2.14)$$

O desenvolvimento da Equação (2.14) conduz à seguinte equação bi-quadrada:

$$g^4 - 2g^2 \frac{1 + f_s^2 + \mu f_s^2}{2 + \mu} + \frac{2f_s^2}{2 + \mu} = 0, \quad (2.15)$$

Cujas soluções positivas dão os valores das abscissas dos pontos invariantes A e B que são funções de μ e f_s . Lembrando que nos pontos A e B a amplitude de vibração independe do amortecimento, pode-se selecionar um valor de ζ que reduza a Equação (2.11) a uma forma mais simples. Isto ocorre quando $\zeta = \infty$. Neste caso, tem-se que:

$$\frac{X_1}{F_0 k_1^{-1}} = \frac{1}{1 - g^2(1 + \mu)} \quad (2.16)$$

Considerando que as amplitudes são grandezas positivas e que quando $g^2 < 1/(1 + \mu)$ o denominador da Equação (2.16) é negativo, toma-se para a primeira raiz g_P o sinal negativo e para a segunda raiz g_Q o valor positivo. Impondo a condição de mesma amplitude para os dois pontos A e B chega-se à seguinte expressão:

$$\frac{1}{1 - g_P^2(1 + \mu)} = -\frac{1}{1 - g_Q^2(1 + \mu)} \quad (2.17)$$

Ou seja:

$$g_P^2 + g_Q^2 = \frac{2}{1+\mu} \quad (2.18)$$

Não é necessário resolver a Equação (2.15), pois o coeficiente de g^2 nesta equação é igual à soma das raízes. Logo:

$$g_P^2 + g_Q^2 = \frac{2(1+f_s^2 + \mu f_s^2)}{2+\mu} \quad (2.19)$$

Desta forma, substituindo a Equação (2.19) em (2.18), tem-se:

$$f_{ot} = \frac{1}{1+\mu} \quad (2.20)$$

A equação 2.20 fornece a sintonização ótima em função da razão de massas. Falta determinar o fator de amortecimento ótimo, que juntamente com a Equação (2.20) fornecerá uma curva de resposta que terá inclinação nula nos pontos invariantes.

O valor deste fator de amortecimento pode ser obtido partindo da Equação (2.18) empregando a Equação (2.20). Em seguida, deriva-se a equação resultante em relação a g , encontrando-se assim a sua inclinação, que é então igualada a zero para cada um dos pontos invariantes. Este procedimento conduz a duas expressões distintas para o fator de amortecimento ótimo:

$$(\zeta_{ot})_P^2 = \frac{\mu(3 - \sqrt{\mu/(\mu+2)})}{8(1+\mu)^3} \quad (2.21)$$

$$(\zeta_{ot})_Q^2 = \frac{\mu(3 + \sqrt{\mu/(\mu+2)})}{8(1+\mu)^3} \quad (2.22)$$

Den Hartog (1956) propôs adotar um valor médio entre os dois valores acima, assim:

$$\zeta_{ot} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (2.23)$$

Conforme demonstraram Randall *et al.* (1981), quando se considera o amortecimento na estrutura primária, os pontos invariantes não existem, conforme pode ser observado na Figura

2.8 e o método de otimização descrito na seção 2.1.2 não mais se aplica. Neste caso, deve-se proceder à minimização da máxima amplitude da resposta em frequência da massa primária empregando técnicas numéricas de otimização.

A teoria clássica até aqui apresentada leva em consideração o uso de um único absorvedor em uma estrutura primária de um GDL. Contudo, na maioria das aplicações práticas, os sistemas primários são constituídos de máquinas e estruturas que são mais convenientemente modeladas como sistemas discretos de vários graus de liberdade ou ainda como sistemas de parâmetros distribuídos (sistemas contínuos). Além disso, com o intuito de promover a atenuação das vibrações em diferentes bandas de frequências descontínuas, é interessante o acoplamento de vários ADVPs, simultaneamente. Tal é o caso, por exemplo, nas seguintes situações:

- O sistema primário é excitado simultaneamente por diferentes fontes independentes, cada uma delas gerando vibrações harmônicas a uma dada frequência;
- A estrutura primária é excitada por uma fonte única que gera vibrações periódicas com um certo número de componentes harmônicas dominantes.

Esta análise requer o uso de uma teoria mais geral, que é abordada na seção 2.2.

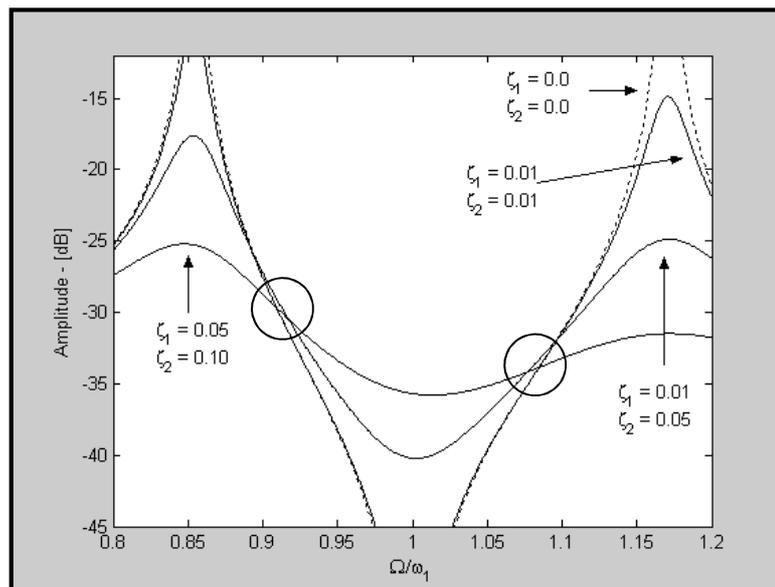


Figura 2.8 – FRF para o sistema primário e ADVs amortecidos. Fonte: Cunha Jr. (1999).

A teoria dos ADVs desenvolvida até este ponto, pode ser estendida para o caso de

acoplamento de múltiplos ADVs simultaneamente ao sistema primário. De acordo com Cunha Jr. (1999) é possível a conexão simultânea de um conjunto de ADVs independentes à coordenada de conexão, cada um deles sintonizados com uma das frequências de excitação, conforme ilustrado na Figura 2.9. Neste caso, as frequências naturais da estrutura secundária são dadas pelas frequências naturais dos subsistemas de um grau de liberdade, considerados independentemente, ou seja: $\omega_{n_1} = \sqrt{k_1/m_1}$ e $\omega_{n_n} = \sqrt{k_n/m_n}$. Esta configuração é válida, independentemente do fato de se todos os subsistemas estarem acoplados a uma mesma coordenada de conexão, ou em coordenadas distintas.

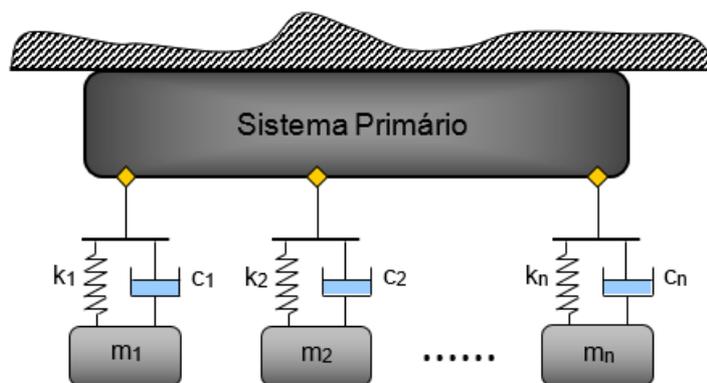


Figura 2.9 – Sistema primário acoplado a vários ADVs passivos simultaneamente. Fonte: Cunha Jr. (1999).

2.2. APLICAÇÕES DOS ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES

Como uma evolução dos ADVs passivos simples, apresentados na seção 2.1, têm-se os Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Passivos Multimodais (ADVPMM) que possuem a capacidade de atenuar vibrações em diferentes faixas de frequência simultaneamente.

Segundo Harris (2003), uma das técnicas mais simples e efetivas já desenvolvidas no estudo destes dispositivos consiste em sintonizar os modos de vibração do ADVPMM com os modos da estrutura primária, proporcionando uma redução dos níveis de vibrações sem a necessidade de uso de múltiplos absorvedores dinâmicos de vibração passivos simples no controle de vibrações em diferentes faixas de frequência simultâneas.

Podem-se citar algumas aplicações práticas dos ADVPM:MM:

- A melhora na redução de vibrações estruturais na carenagem de veículos lançadores aeroespaciais, neutralizando mais de uma frequência natural da estrutura primária e economizando espaço ao longo das paredes interiores da carenagem (Harris, 2003);
- A atenuação de vibrações da carcaça de um compressor hermético de uso industrial com o uso de um ADVPM:MM de múltiplos braços engastados em um núcleo rígido aderido à carcaça (Borges, 2009). Verificou-se a criação das antirressonâncias nas frequências alvo e a atenuação das amplitudes de vibração;
- O acoplamento destes dispositivos em prédios para reduzir as vibrações aleatórias causadas por abalos sísmicos (Farshidianfar e Soheili, 2013).

Capítulo 3

MODELOS ESTRUTURAIS DOS ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES PASSIVOS MULTIMODAIS PROPOSTOS

Neste trabalho, quatro configurações diferentes de ADVPMMS são apresentadas e avaliadas numericamente. Para a concepção de cada ADVPMMS procurou-se por dispositivo que aliassem a facilidade de construção e montagem com possibilidades de aplicações diversas.

Nas seções 3.1 e 3.3, apresentar-se-ão respectivamente, os modelos físicos da estrutura primária e dos ADVPMMS propostos.

3.1. MODELO DA ESTRUTURA PRIMÁRIA

A estrutura primária consiste de uma barra de aço engastada em uma extremidade e livre na outra com seção transversal retangular, constante ao longo do seu comprimento, conforme ilustra a Figura 3.1. Na Tabela 3.1 são apresentadas as principais dimensões geométricas da estrutura primária, assim como também, as propriedades do material que a compõem.

Tabela 3.1 – Propriedades da estrutura primária.

Propriedade	Valor
Largura da seção transversal (b)	0,10 [m]
Espessura da seção transversal (h)	0,03 [m]
Comprimento (L)	2,00 [m]
Área da seção transversal (A)	$3,00 \times 10^{-3}$ [m ²]
Momento de inercia de área (I _z)	$2,25 \times 10^{-7}$ [m ⁴]
Densidade (ρ)	7850 [kg/m ³]
Módulo de Young (E)	200 [GPa]
Coefficiente de Poisson (ν)	ν = 0,30

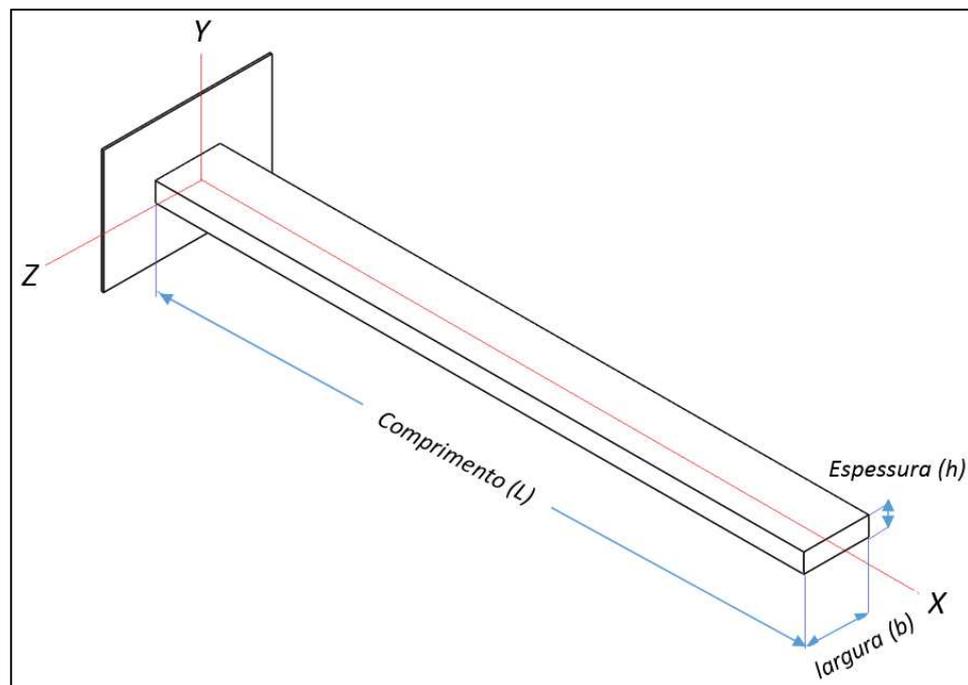


Figura 3.1 – Características geométricas da estrutura primária.

A modelagem numérica de elementos finitos da barra foi realizada utilizando o software comercial ANSYS®. Foi empregado o elemento de viga quadrático *BEAM 189* com 6 graus de liberdade por nó, ou seja, considerando translações e rotações nos três eixos (x, y e z).

Uma vez aplicadas as condições de contorno do engastamento, desenvolveu-se uma análise modal de vibrações livres com o intuito de determinar as frequências naturais e os modos de vibração da barra, sendo extraídos os três primeiros modos e suas respectivas frequências naturais, que foram consideradas como frequências alvo. Na Tabela 3.2, são

mostrados os três primeiros modos da barra, comparados com os calculados analiticamente (ver apêndice A).

Tabela 3.2 – Modos de vibração e frequências naturais da estrutura primária.

Modo	Frequência Analítica [Hz]	Frequência Numérica [Hz]	Desvio [%]	Forma Modal
1	6,1153	6,1146	0,010	
2	38,324	38,329	0,013	
3	107,310	107,421	0,103	

3.2. ESTUDO DA POSIÇÃO DE ACOPLAMENTO DOS ADVPM

Segundo Ozgüven e Çandir (1985), a excitação de uma viga engastada/livre tem o maior efeito se for aplicada na extremidade livre e também é neste ponto onde o máximo deslocamento ocorrerá (critério um), portanto, o absorvedor dinâmico de vibrações tenderá a ser mais eficiente se for acoplado no ponto onde a máxima deflexão ocorrerá (para o modo de vibração em estudo).

Segundo Lara (2007), quanto mais próximos do local de maior deslocamento se situem os ADVs, maior será a redução da resposta vibratória. O estudo do posicionamento prévio do ADV se faz necessário, pois uma vez o mesmo sendo acoplado em um nó da estrutura primária, dificilmente o ADV poderá atenuar os níveis de vibrações do sistema. Silva (2005), mostrou que se um sistema de absorção de vibrações é posicionado em um lugar inconveniente, por exemplo, sobre uma linha nodal para um certo modo de interesse, este não será efetivo e seu controle sobre a vibração do sistema, para esse modo, poderá ser extremamente reduzido (critério dois). Portanto, um estudo teórico é desenvolvido visando obter o ponto de acoplamento do ADV na viga de forma a conseguir o maior desempenho e evitando aplicar o carregamento em uma linha nodal de vibração da estrutura primária. Realizou-se uma análise modal teórica baseada na teoria de Euler-Bernoulli (ver apêndice A)

e determinaram-se a partir da função normal (forma modal) os pontos de mínimo e máximo deslocamento.

De acordo com Lara (2007), o carregamento harmônico é de fácil aplicação, produz o efeito de amplificação da resposta dinâmica da estrutura, quando a frequência de excitação for próxima da frequência fundamental do sistema e pode ser reproduzido em laboratório. Portanto, o carregamento aplicado na viga foi do tipo harmônico com carga unitária aplicada na direção transversal (no eixo y), ou seja, $f(t) = F * \text{sen}(\omega t)$ com $F = 1$ N. Optou-se por aplicar o carregamento no nó correspondente à extremidade livre da viga devido ao fato que nenhum nó de vibração da viga (ponto de deslocamento nulo) coincide com essa posição para os modos de vibração em estudo. O ponto de acoplamento do ADV foi também posicionado na ponta da viga por representar o ponto de maior deslocamento o que faz o ADV mais eficiente.

Finalmente, fez-se uma análise harmônica da estrutura primária com o carregamento descrito e as condições de contorno aplicáveis para uma viga engastada/livre (em balanço). A resposta harmônica serve de referência para conferir o valor das frequências naturais de vibração para os modos transversais considerados. A resposta vibratória do sistema primário é mostrada na Figura 3.2.

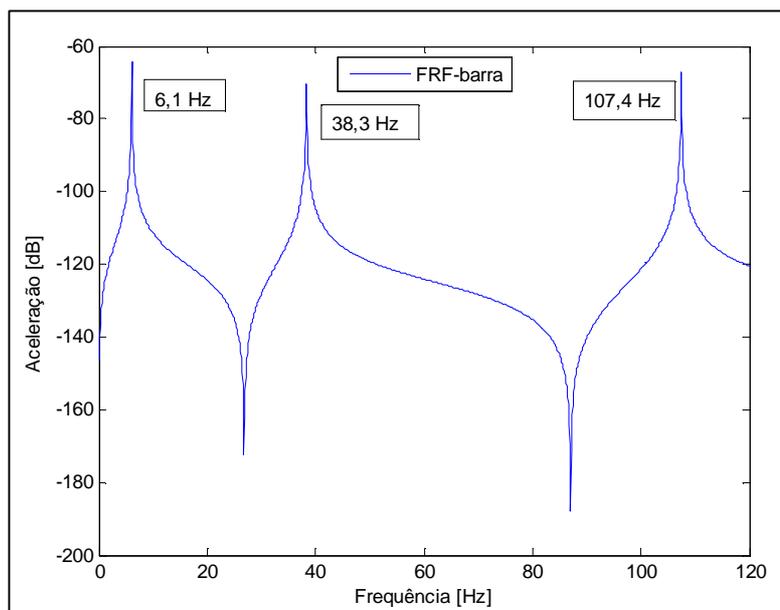


Figura 3.2 – Função de Resposta em Frequência da estrutura primária

3.3. CONFIGURAÇÕES DOS ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES MULTIMODAIS PROPOSTOS

Baseando-se na teoria apresentada no Capítulo 2 são propostos quatro modelos de ADVPMMS com configurações diferentes a serem acoplados nas estruturas primárias.

Cada ADVPMMS será apresentado evidenciando suas características construtivas, facilidades de construção e emprego na busca da redução dos níveis de vibrações quando se tem um sistema sujeito a diferentes valores de frequências de excitações externas. Para cada ADVPMMS, são descritas as variáveis de projeto que serão empregadas na busca por sistemas especialistas na metodologia de otimização a ser proposta no Capítulo 4.

O material utilizado na concepção dos ADVPMMSs foi o mesmo aço da estrutura primária, cujas propriedades são mostradas na Tabela 3.1. As condições de contorno impostas para todos os ADVPMMSs, entre os componentes estruturais, foi o engastamento, inclusive a fixação das hastes de acoplamento com a estrutura primária; Esta condição de contorno restringe todos os 6 graus de liberdade permitidos (translação e rotação em torno dos eixos x , y e z). De igual forma o elemento empregado na rotina de elementos finitos é o *BEAM188*. Para o caso específico do modelo 4, as massas acopladas nas pontas dos braços foram modeladas através do elemento *MASS21* contendo seis graus de liberdade e sendo definido em um único nó.

3.3.2. ADVPMMS – Modelo 1

Esse modelo de ADVPMMS consiste em um cilindro central orientado em um plano horizontal com seis hastes cilíndricas auxiliares acopladas nas laterais conforme mostrado nas Figuras 3.5 e 3.6. Para esta configuração, as posições das hastes auxiliares (X_i) são fixas e distribuídas uniformemente ao longo do cilindro central a partir de um ponto de referência pré-determinado, Ver Figura 3.6 (vermelho). O ADVPMMS é acoplado à estrutura primária através da haste central indicada na Figura 3.5 (cinza).

A Tabela 3.3 mostra os parâmetros do modelo que serão utilizados como variáveis de projeto dentro da metodologia proposta que será apresentada no Capítulo 4.

Tabela 3.3 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 1.

Parâmetros de Projeto	Simbologia
Comprimento das hastes auxiliares	$l_i (i = 1 : 6)$
Diâmetro das hastes auxiliares	$d_i (i = 1 : 6)$
Diâmetro do cilindro central	dh
Diâmetro da haste de acoplamento	DH
Comprimento da haste de acoplamento	HH

Desta forma, variando-se os parâmetros da Tabela 3.3 pode-se obter um ADVPM que seja capaz de atenuar os níveis de vibrações em diferentes faixas de frequências simultaneamente. Este ADVPM apresenta relativa facilidade de construção com aplicações em diversas situações.

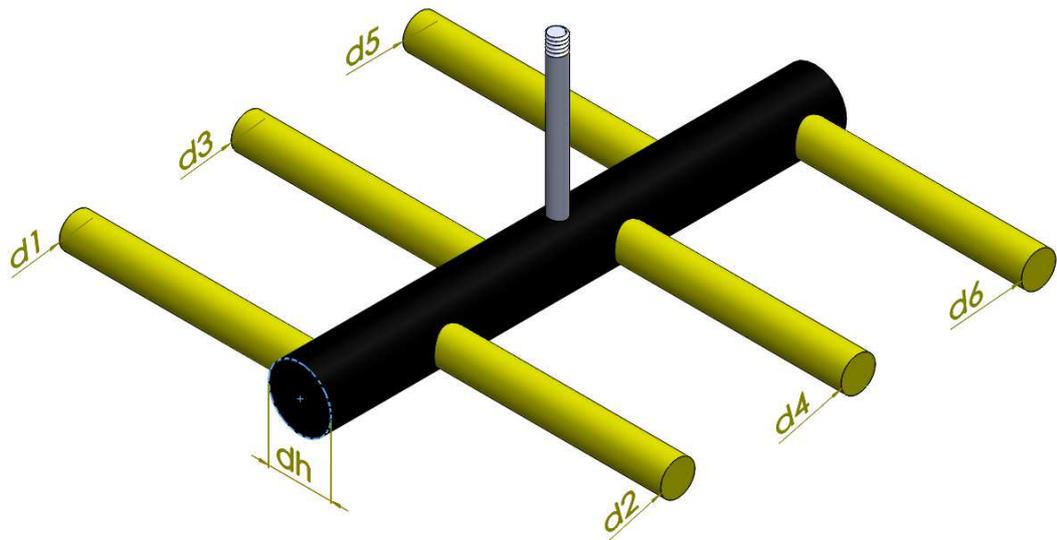


Figura 3.3 – ADVPM – modelo 1, vista isométrica (diâmetro das hastes e cilindro central).

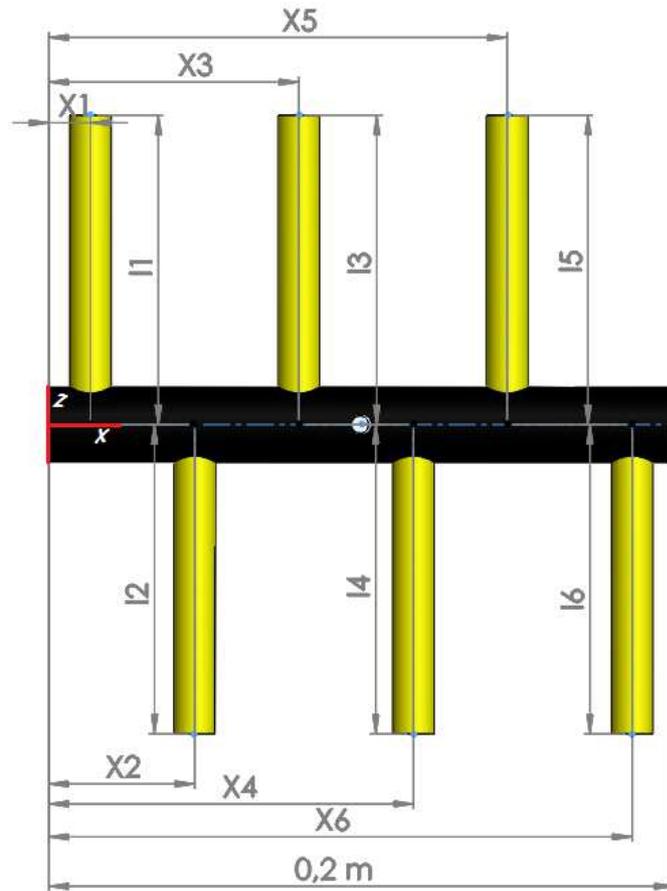


Figura 3.4 – ADVPM – modelo 1, vista superior.

3.3.3. ADVPM – Modelo 2

As características deste modelo de ADVPM foram inspiradas na facilidade das molas em vibrarem quando engastadas em uma das extremidades. Devido à dificuldade de serem modeladas, optou-se por desenvolver um ADVPM contínuo formado por seções de *splines* de raio (ARC_i) na base e diâmetro (D_i) de seção transversal de hastes cilíndricas curvadas que se assemelham a uma helicoidal no plano e seu acoplamento à estrutura primária é através da haste de seção circular conectada à mola helicoidal. O modelo 2 de ADVPM pode ser visualizado nas Figuras 3.5 e 3.6.

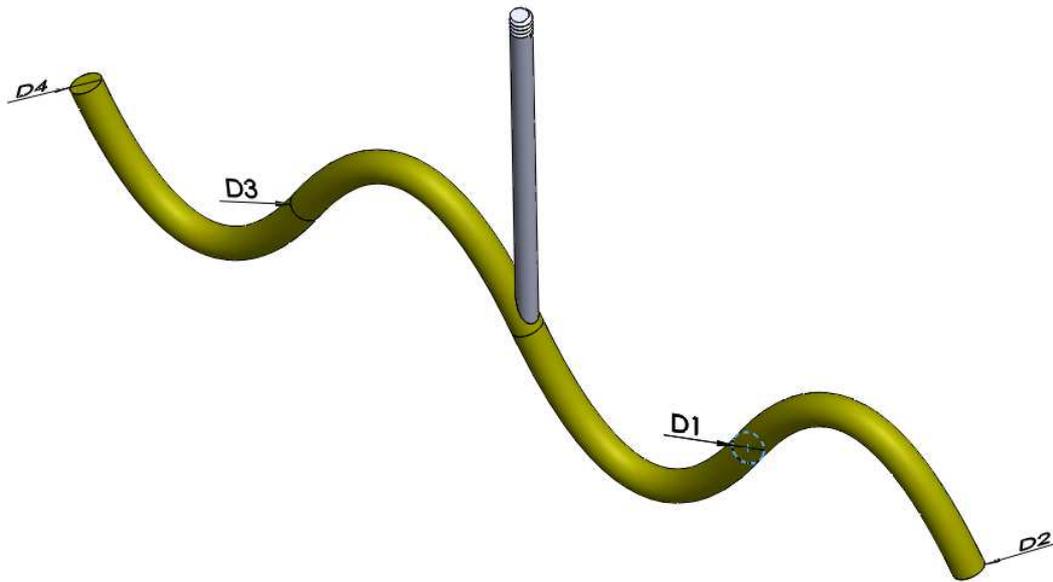


Figura 3.5 – ADVPM – modelo 2, vista isométrica (diâmetros dos arcos).

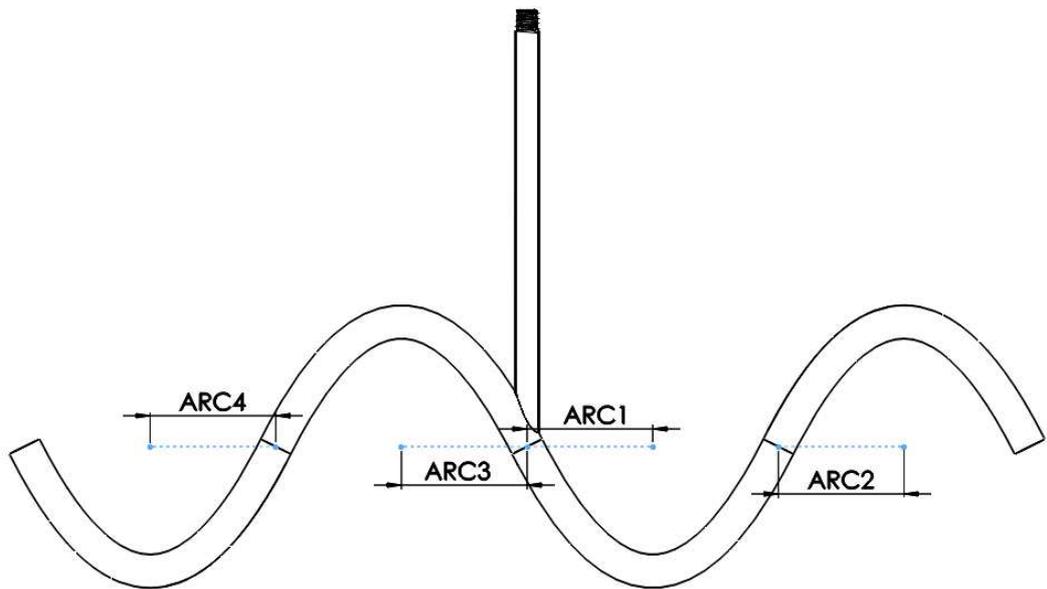


Figura 3.6 – ADVPM – modelo 2, vista frontal.

A Tabela 3.4 mostra os parâmetros do modelo 2 que serão utilizados como variáveis de projeto dentro da metodologia proposta apresentada no Capítulo 4.

Tabela 3.4 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 2.

Parâmetros de Projeto	Simbologia
Seções de <i>splines</i> na base	$ARC_i (i = 1 : 4)$
Diâmetro de seção transversal das hastes cilíndricas curvadas	$D_i (i = 1 : 4)$
Diâmetro do cilindro central	dh

Desta forma, variando-se os parâmetros da Tabela 3.4 pode-se obter o ADVPM de melhor desempenho.

3.3.4. ADVPM – Modelo 3

Da mesma forma que o modelo 2, esta configuração trata-se de um dispositivo orientado num plano vertical, contudo, propõe-se aqui uma configuração de ADVPM inspirada nos trocadores de calor do tipo serpentina, conforme ilustrado nas Figuras 3.7 e 3.8. Além de possuir os quatro arcos, foram adicionados quatro tubos, ou seja, associado com dois arcos em suas extremidades. O ADVPM é acoplado à estrutura primária por meio da haste circular central.

Dependendo das restrições impostas aos diâmetros e comprimento dos tubos, o modelo em questão pode apresentar pouca variação de massa e área nas laterais da haste principal fazendo com que o mesmo possa ser aplicado em sistemas com necessidade de simetria.

A Tabela 3.5 mostra os parâmetros do ADVPM modelo 3 que serão utilizados como variáveis de projeto dentro da metodologia proposta apresentada no Capítulo 4.

Tabela 3.5 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 3.

Parâmetros de Projeto	Simbologia
Diâmetro do conjunto tubo-arco	$D_i (i = 1 : 4)$
Comprimento dos tubos	L
Raios dos arcos	$ARC_i (i = 1 : 4)$

Desta forma, variando-se os parâmetros da Tabela 3.5 pode-se obter o ADVPM otimizado.

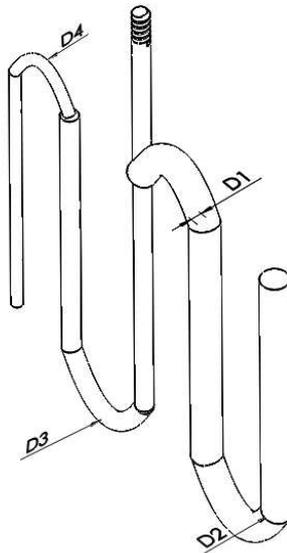


Figura 3.7 – ADVPM – modelo 3, vista isométrica.

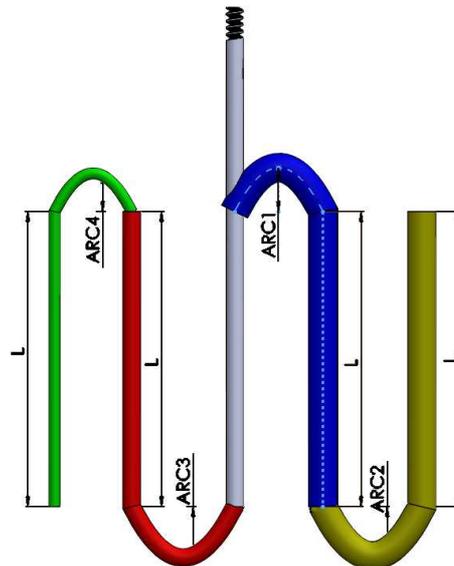


Figura 3.8 – ADVPM – modelo 3, vista frontal.

3.3.5. ADVPM – Modelo 4

Para o quarto modelo proposto de ADVPM, que seja capaz de absorver vibrações em diferentes faixas de frequências pré-definidas, tomou-se como modelo de referência o ADVPM proposto por Snowdon *et al.* (1984), o qual consiste em quatro braços em balanço

fixados em um núcleo rígido, contendo massas concentradas nas extremidades livres como ilustrado nas Figuras 3.9 e 3.10. O ângulo de montagem dos braços no núcleo rígido é definido positivo se estiver no sentido anti-horário na vista superior, como ilustrado na Figura 3.10, ângulo do braço número 1 hipotético (azul). O conjunto é acoplado à estrutura primária (viga) através de uma haste de seção cilíndrica, cabe salientar que o dispositivo é projetado em sua totalidade, do mesmo aço maciço da estrutura primária.

Diferentemente do modelo apresentado por Snowdon *et al.* (1984), onde os parâmetros do ADVPM são fixos, o ADVPM – modelo 4, possui alguns parâmetros que podem ser modificados de forma a se obter um dispositivo que possa atenuar vibrações em faixas de frequências de interesse. A Tabela 3.6 mostra os parâmetros do modelo que serão utilizados como variáveis de projeto dentro da metodologia proposta apresentada no Capítulo 4.

Tabela 3.6 – Parâmetros de projeto do ADVPM – modelo 4.

Parâmetros de Projeto	Simbologia
Diâmetro dos braços	$D_i (i = 1 : 4)$
Comprimento dos braços	$L_i (i = 1 : 4)$
Massas concentradas	$m_i (i = 1 : 4)$
Ângulo de montagem dos braços no núcleo	$\alpha_i (i = 1 : 4)$

Por se tratar de um ADVPM composto basicamente por hastes cilíndricas com massas concentradas nas extremidades, este se torna de fácil construção e pode ser aplicado em diferentes tipos de estruturas, principalmente aquelas de grandes dimensões.

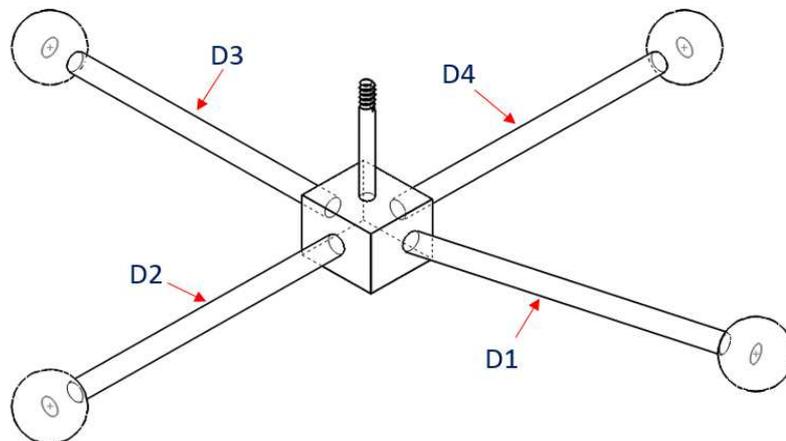


Figura 3.9 – ADVPM – modelo 4, vista isométrica (diâmetro dos braços).

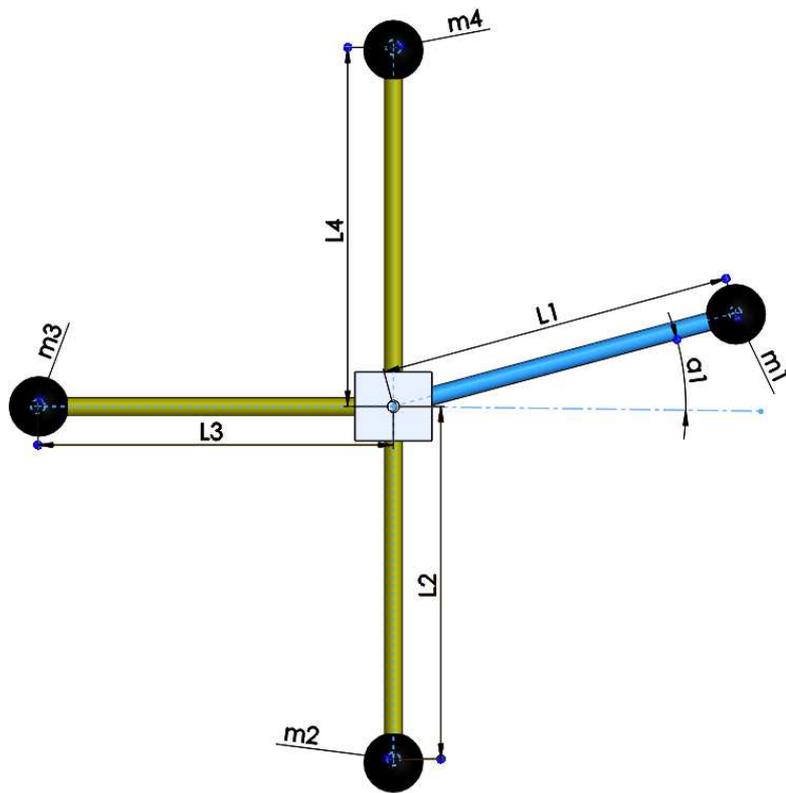


Figura 3.10 – ADVPM – modelo 4, vista superior

Capítulo 4

HEURÍSTICAS DE OTIMIZAÇÃO GLOBAL E METODOLOGIA

Segundo Silva (2005), alguns problemas podem ter soluções ótimas múltiplas dentro de um domínio e esse tipo de problema é chamado de problema multimodal. Devido à sua dimensão elevada, espaços de busca relativamente grandes e alto número de variáveis a resolução desses problemas demanda mecanismos de busca que sejam capazes de determinar o ótimo global e não convergir prematuramente para ótimos locais.

A metodologia de projeto de ADVPMs proposta neste trabalho, apresentada na seção 4.3, considera como função objetivo a redução da resposta estrutural de uma barra em balanço, através da sintonização modo a modo do ADVPMs com a estrutura primária, tendo como variáveis de projeto os parâmetros construtivos dos ADVPMs propostos.

Como os problemas possuem alto número de variáveis, vide definições do Capítulo 3, o uso de técnicas de otimização tradicionais tais como métodos baseados na determinação de gradientes ou derivadas os tornariam consideravelmente mais complexos. Seguindo este raciocínio, optou-se por utilizar as chamadas heurísticas de otimização global que são ferramentas poderosas e robustas com resultados grandemente satisfatórios.

Neste trabalho, serão utilizadas duas heurísticas de otimização global, os Algoritmos Genéticos (AGs) e a Evolução Diferencial (ED).

Linden (2006), define os algoritmos genéticos (AG) como uma técnica probabilística simples que necessita somente de informações locais ao ponto avaliado, não necessitando de derivadas ou qualquer outra informação adicional. Do mesmo modo, Silva (2005), mostra que os AGs sempre irão evoluir para uma aproximação da solução ótima global e não local, o que não necessariamente acontece com métodos tradicionais de otimização. Portanto, os AG tornam-se viáveis para resolver o problema proposto nesta dissertação.

Seguindo a mesma ideia de evoluir uma população de candidatos na busca do ótimo, pretende-se também abordar a metodologia proposta com a aplicação da heurística de otimização global Evolução Diferencial (ED) que de acordo com Suveges (2014), mostrou-se eficiente e robusta na identificação dos parâmetros geométricos de um dano simulado na resolução de um problema inverso de detecção de danos.

A seguir, tem-se uma breve apresentação das características principais de cada heurística de otimização utilizada neste trabalho.

4.1. ALGORITMOS GENÉTICOS

A história dos algoritmos genéticos se inicia na década de 40 quando os cientistas começam a tentar se inspirar na natureza para criar o ramo da inteligência artificial. Uma das primeiras tentativas de se associar a evolução natural a problemas de otimização foi feita em 1957, quando Box apresentou seu esquema de operações evolucionárias, mas não foi até finais da década de 60 quando John Holland “inventa” os algoritmos genéticos (Linden, 2006).

Através desse método, Silva (2005), determinou simultaneamente a localização e os parâmetros ótimos de um sistema de neutralizadores. Mohebbi *et al.* (2012), conseguiu mitigar a resposta sísmica de uma estrutura de múltiplos andares e Yang *et al.* (2012), propôs um procedimento híbrido que inclui os AG como método de resolução de um problema de vibrações em uma viga curva com o intuito de obter um espaço global de busca.

Os algoritmos genéticos, na procura do ótimo global em problemas complexos exploram o espaço de soluções direcionando sua busca através da aplicação de operadores básicos, conhecidos como operadores genéticos, encarregados de fazer evoluir uma população inicial ao longo de gerações sucessivas e mantendo a diversidade. A seguir, apresenta-se uma breve descrição de como os AGs funcionam. Para obter informações sobre a terminologia básica em AGs, consultar o Apêndice B.

Utilizando critérios e métodos de seleção, são escolhidos os pais da primeira geração a partir da população inicial, sendo cada um deles, avaliados na função objetivo e tendo maiores chances de serem selecionados aqueles que fornecerem melhores valores dessa função. O primeiro operador genético trata-se do cruzamento, sua função é de manter as principais características dos pais melhor adaptados ao longo das gerações, tarefa conhecida na literatura como *exploitation*.

A mutação por outro lado, é aplicada após o cruzamento e consiste na alteração do material genético, ou seja, promove a diversidade da população garantindo assim que espaços de busca promissórios sejam atingidos, prevenindo o estancamento em soluções locais (*exploration*). É interessante ressaltar que uma vez aplicados os operadores genéticos o melhor indivíduo da população permaneça na geração seguinte, de forma a aproveitar o material genético, essa estratégia é chamada de elitismo e será utilizada nesta dissertação.

Os parâmetros de maior influência utilizados em AGs são: o tamanho da população, a probabilidade de cruzamento e a probabilidade de mutação. Uma população alta influencia positivamente no desempenho global do AG, acrescentando o espaço de busca a ser varrido, porém, pode tornar o procedimento lento. Por outro lado um valor baixo deste parâmetro fará que o algoritmo seja incapaz de achar boas soluções. Segundo Linden (2006), uma tentativa inicial razoável para o número de indivíduos da população é de 40 vezes o número de características que o cromossomo utilizado representa.

O valor da probabilidade de cruzamento indica que porcentagem dos pais escolhidos gerarão filhos, se essa taxa for baixa a convergência será muito lenta e se for alta só uma pequena fração de indivíduos (os mais bem aptos) terão a chance de se reproduzir, fato que limitaria a exploração maiores espaços de busca e provocariam uma convergência prematura em ótimos locais. Usualmente, segundo Silva (2005), a probabilidade de cruzamento varia entre 0,5 e 0,95.

Finalmente, a probabilidade de mutação é um número que representa a chance de que as características de algum indivíduo da população sejam trocadas aleatoriamente, geralmente é baixo, o qual garante que o novo indivíduo não seja muito diferente do original.

4.2. EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Segundo Storn e Price (1997), a evolução diferencial é um método estocástico de busca direta, desenvolvido para problemas de otimização com variáveis reais. O método utiliza uma população de NP indivíduos ou vetores de projeto de D dimensões na busca pelo ótimo. Então, os indivíduos ao longo de cada iteração ou geração G podem ser definidos como $x_{i,G}$ ($i = 1, 2, \dots, NP$). Sendo que, na versão clássica do algoritmo da ED, o número de indivíduos permanece constante durante todo o processo de otimização e todas as decisões aleatórias seguem uma distribuição uniforme de probabilidades.

No trabalho apresentado por Suveges (2014), a Evolução Diferencial foi utilizada com sucesso na resolução de um problema inverso de detecção de danos associado ao método de elementos de contorno. Foram simulados três modelos de danos e com a resolução do problema elastostático se determinaram as tensões. Através da minimização do quadrado dos resíduos entre as tensões medidas e as calculadas com ED, foram identificados com precisão considerável os parâmetros geométricos dos danos.

4.2.1. Versão Clássica da Evolução Diferencial

A versão clássica da ED está constituída basicamente por quatro etapas principais. Os conceitos apresentados a seguir foram extraídos do trabalho desenvolvido por Suveges (2014).

4.2.1.1. Criação da população inicial de vetores aleatórios

Deve-se criar, aleatoriamente, uma população inicial de NP indivíduos (primeiro parâmetro de controle do algoritmo), de acordo com a Equação (4.1).

$$x_{i,G=0} = x_{\text{inf}} + rand_i \cdot (x_{\text{sup}} - x_{\text{inf}}) \quad (4.1)$$

Em que:

$x_{i,G=0}$ – é o i -ésimo vetor de projeto da população inicial, cuja dimensão depende do número de variáveis de projeto;

x_{inf} e x_{sup} – são os vetores que contêm, respectivamente, os limites inferiores e superiores que delimitam a região do espaço de projeto, dentro da qual a população inicial será criada;

$rand_i$ – é um vetor de números aleatórios gerados no intervalo $[0, 1]$.

4.2.1.2. Mutação diferencial

A mutação diferencial consiste na criação de um vetor mutante $v_{i,G+1}$ para cada vetor alvo $x_{i,G}$ ($i = 1, 2, \dots, NP$), de acordo com a Equação (4.2).

$$v_{i,G+1} = x_{r1,G} + F \cdot (x_{r2,G} - x_{r3,G}) \quad (4.2)$$

Em que:

$x_{r1,G}$, $x_{r2,G}$ e $x_{r3,G}$ – são três vetores aleatoriamente selecionados da população, de modo a não serem iguais entre si e nem iguais ao vetor alvo. Portanto, este processo requer que a população possua pelo menos quatro vetores, $NP = 4$.

F – é uma constante denominada fator de escala ou ponderação. Este é o segundo parâmetro de controle do algoritmo, que costuma ser especificado no intervalo $[0, 2]$.

Destaca-se que, ao término de cada geração G , todos os indivíduos da população terão sido escolhidos uma vez como vetor alvo, para a criação de um vetor mutante.

4.2.1.3. Cruzamento ou crossover

O cruzamento ou *crossover* tem por objetivo incentivar a diversidade da população. Esta etapa consiste, basicamente, em “misturar” os componentes do vetor mutante com o vetor alvo, para criar um novo vetor $u_{i,G+1}$, denominado vetor candidato. O *crossover* binomial é realizado, de acordo com a Equação (4.3).

$$u_{ji,G+1} = \begin{cases} v_{ji,G+1} & , \text{ se } rand_{ji} \leq CR \\ x_{ji,G} & , \text{ se } rand_{ji} > CR \end{cases} \quad (4.3)$$

Em que:

$rand_{ji}$ – é número aleatório gerado no intervalo $[0, 1]$ para cada dimensão do problema ($j = 1, 2, \dots, D$);

CR – é a taxa de *crossover*, sendo especificada no do intervalo $[0, 1]$. Este é o terceiro e último parâmetro de controle do algoritmo. Destaca-se que, quanto maior a taxa de *crossover*, maior a probabilidade de os componentes do vetor candidato serem iguais aos componentes do vetor mutante.

4.2.1.4. Seleção

A quarta e última etapa do algoritmo é a seleção por torneio, na qual o vetor alvo $x_{i,G}$ e o vetor candidato $u_{i,G+1}$ são colocados para competir entre si. Se o último gerar um valor menor ou igual de função objetivo, este substitui o vetor alvo na próxima geração, $x_{i,G+1} = u_{i,G+1}$. Se o caso contrário ocorrer, o vetor candidato é descartado e o vetor alvo é mantido na população, $x_{i,G+1} = x_{i,G}$.

Por fim, as três últimas etapas do algoritmo (mutação diferencial, *crossover* e seleção) se repetem por um número determinado de gerações ou até que algum critério de parada seja atingido. Na Figura 4.1 pode ser visto um fluxograma com as etapas da Evolução Diferencial.

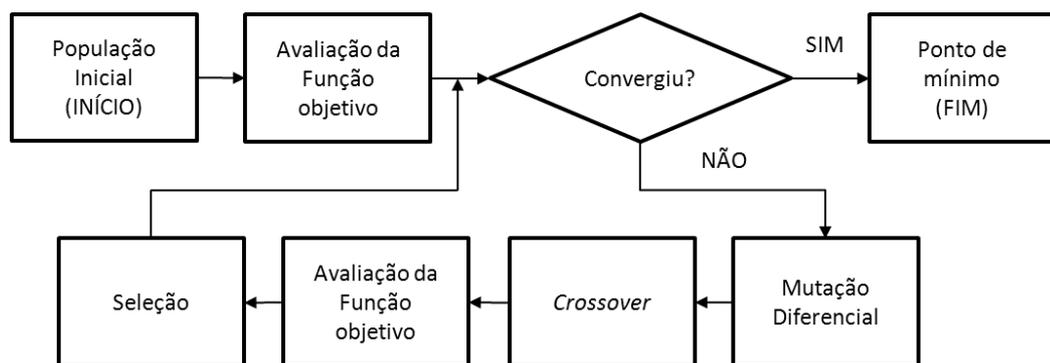


Figura 4.1 – Fluxograma da evolução diferencial. Fonte: Suveges (2014).

4.2.1.5. Tratamento das restrições

Nota-se que, a Equação (4.1) garante que as soluções iniciais sejam criadas dentro dos limites especificados, porém não há nenhum mecanismo que garanta que as soluções novas

(geradas por mutação e *crossover*) permaneçam dentro da região viável de projeto. Portanto, será adotada uma estratégia que substitui a solução inviável por uma solução posicionada entre a restrição violada e o vetor perturbado que a gerou (primeiro vetor aleatório da etapa de mutação diferencial), estratégia chamada de *Bounce-back*.

4.3. METODOLOGIA EMPREGADA NO PROJETO DE ADVPMM

Para o projeto de ADVPMM que sejam capazes de atenuar vibrações mecânicas oriundas de várias faixas de frequências de excitação externa pré-estabelecidas simultaneamente, propõe-se neste trabalho uma metodologia de projeto de ADVPMM através da associação entre as heurísticas de otimização global com o método dos elementos finitos.

A Figura 4.2 ilustra esquematicamente as etapas da metodologia proposta a qual pode ser descrita em cinco etapas:

1. Inicialmente o ADVPMM é modelado com o auxílio do método de elementos finitos (MEF). O modelo é parametrizado em relação às variáveis geométricas de cada ADVPMM. Configurações importantes tais como as propriedades do material, o tipo de elemento empregado, a geometria do ADVPMM, as condições de contorno e configurações de análise e o armazenamento dos parâmetros construtivos do ADVPMM são atendidas neste instante;
2. Em seguida, os dados dinâmicos do sistema vibratório (frequências naturais e Função Resposta em Frequência – FRF) são obtidos através do Método de Elementos Finitos;
3. Uma vez obtidos os dados da etapa 2, estes são rearranjados e repassados às heurísticas de otimização global, neste caso os Algoritmos Genéticos e a Evolução Diferencial, onde é feita uma otimização visando minimizar índices de desempenho (função objetivo) que são determinados, tendo como base os níveis da resposta harmônica dentro de uma faixa de frequência pré-definida. A otimização é feita em relação aos parâmetros geométricos do ADVPMM que definem as características de inércia e rigidez do sistema absorvedor;

4. Uma vez obtidos os novos valores dos parâmetros geométricos do ADVPM, estes são introduzidos no Método de Elementos Finitos e o processo a partir da etapa 2 é repetido até que se atinja o valor da função objetivo admitido como aceitável;
5. Finalmente, atingido o índice de desempenho almejado, o qual representa a obtenção do ADVPM no qual há uma redução dos níveis de vibrações nas faixas de frequências pré-estabelecidas, considera-se que os parâmetros do ADVPM foram determinados.

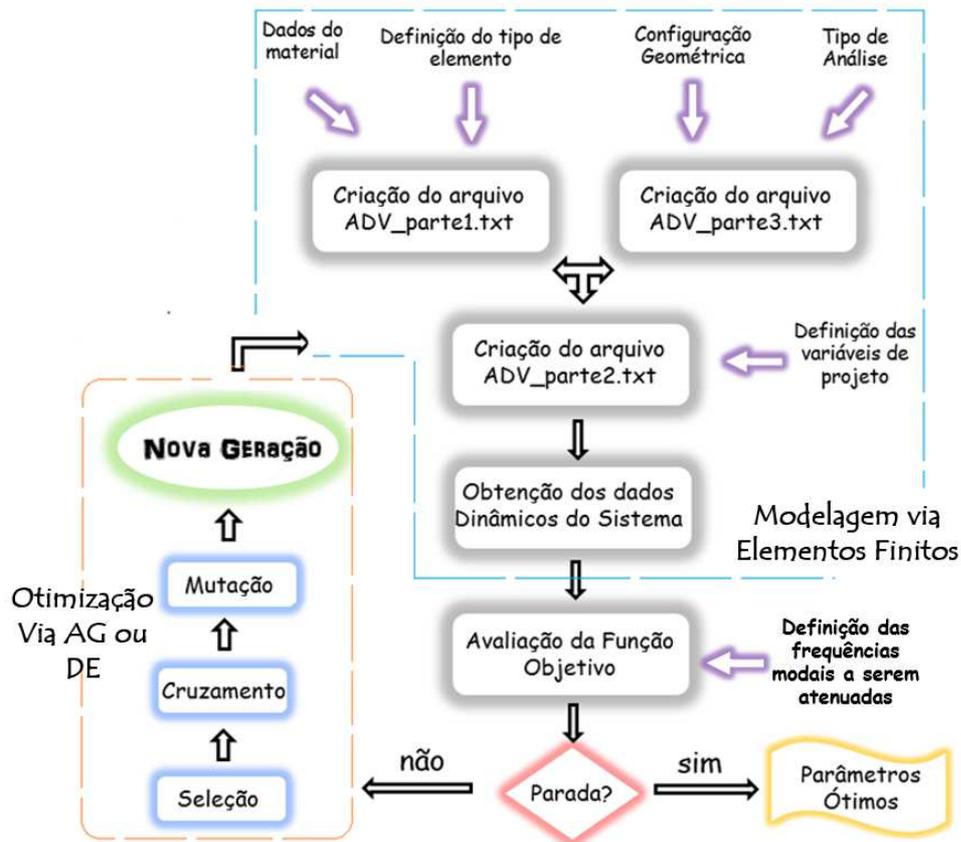


Figura 4.2 – Fluxograma da metodologia empregada na busca de um ADVPM.

Neste trabalho, restrições de projeto são impostas aos parâmetros construtivos do ADVPM de forma que a massa deste seja compatível com a do sistema primário. De acordo com Cheng e Huang (2004), a relação entre as massas (μ) entre o ADV e a estrutura primária não deve ser maior do que 15%. De forma a se obter os parâmetros construtivos dos ADVPM via métodos de otimização, faz-se necessário a definição de índices de desempenho ou funções objetivo que levem ao projeto dos ADVPM de forma satisfatória. Seguindo este raciocínio, optou-se, dentro deste trabalho, pelo índice de desempenho (função objetivo) J_1 obtido pela Equação 4.4.

$$J_2 = \sum_{i=1}^4 \left(\max \left\{ \text{abs} \left[f_i - \omega_n^j \right] \right\} \right) \quad (4.4)$$

Onde: f_i representa as frequências naturais do ADVPM isolado e ω_n^j é a j -ésima frequência natural de interesse da estrutura primária.

De acordo com a fundamentação teórica dos AGs apresentada na seção 4.1, devido à sua simplicidade e ao alto número de variáveis envolvidas, o critério de parada empregado foi o número máximo de gerações. Cabe salientar que tanto o tamanho da população quanto o número de gerações foram definidos individualmente dependendo da dificuldade, complexidade e número de variáveis (parâmetros construtivos) do ADVPM em questão. Os demais parâmetros de configuração dos AGs são listados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros empregados na busca do ótimo via AGs.

Descrição dos parâmetros com AG	Valor adotado
Seleção	Método da roleta
Porcentagem de Cruzamento (P_c)	0,60
Mutação (P_m)	0,02

Segundo Suveges (2014), na versão clássica do algoritmo de Evolução Diferencial existem três parâmetros de controle principais: (1) Fator de escala F , (2) Constante de *crossover* CR e (3) Tamanho da população NP .

Como visto em Swagatam e Suganthan (2011), os critérios de parada comumente utilizados na ED são: *i*) alcance de um número máximo de gerações; *ii*) alcance de um valor alvo para a função objetivo e *iii*) falta de evolução no valor da função objetivo do melhor indivíduo da geração, por um número determinado de gerações.

Segundo Storn e Price (1997), uma tentativa inicial razoável para o tamanho da população seria entre cinco a dez vezes a dimensão do problema (D), ou seja, o número de parâmetros a serem otimizados. Neste trabalho utilizou-se o mesmo critério de parada assumido nos AGs, sendo ele, o número máximo de gerações. Para os demais parâmetros de configuração da ED foram adotados os valores numéricos para: $F = 0,8$ e $CR = 0,9$.

Capítulo 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

A fim de avaliar a robustez da metodologia adotada, fizeram-se simulações numéricas tanto no domínio da frequência quanto no tempo de forma a evidenciar que os ADVPMMS podem reduzir os níveis de vibrações em diferentes faixas de frequências simultaneamente. Neste capítulo apresenta-se os resultados obtidos para cada configuração de ADVPMMS apresentados no Capítulo 3.

5.1. ANÁLISE NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos utilizando tanto os Algoritmos Genéticos quanto a Evolução Diferencial como técnicas de otimização global. Deseja-se que cada configuração de ADVPMMS seja capaz de atenuar simultaneamente três frequências naturais pré-estabelecidas da estrutura primária. Para cada ADVPMMS, são apresentados os valores finais obtidos dos parâmetros construtivos mostrando assim a configuração final de cada dispositivo.

5.1.1. ADVPMM – Modelo 1

Para este modelo de ADVPMM têm-se quinze (15) variáveis de projeto cujas definições e valores limites estão dispostos na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Variáveis de projeto para o ADVPMM – Modelo 1.

Variável (descrição)	Limites laterais
dh , diâmetro da barra circular central	$10,0 \leq dh \leq 30,0$ mm
d_i ($i = 1 : 6$), diâmetro das hastes laterais	$5,0 \leq d_i \leq 15,0$ mm
l_i ($i = 1,2,5,6$), comprimento de cada haste lateral	$100 \leq l_i \leq 300$ mm
l_i ($i = 3,4$), comprimento de cada haste lateral	$100 \leq l_i \leq 800$ mm
DH , diâmetro da haste de acoplamento	$10,0 \leq DH \leq 25,0$ mm
HH , comprimento da haste de acoplamento	$50,0 \leq HH \leq 250,0$ mm

a) ALGORITMOS GENÉTICOS

Os parâmetros de otimização empregados na metodologia são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 60
- Número máximo de gerações: 60

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPMM são apresentados na Tabela 5.2, para uma massa do ADVPMM de 3,12694 kg.

A Figura 5.1 mostra as FRFs da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM. Observa-se que os picos referentes três modos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPMM mostrando que a configuração obtida fornece resultados satisfatórios. A Figura 5.2 mostra a configuração final do ADVPMM modelo 1.

Tabela 5. 2 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 1 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,06639$)

Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor
d_1	8,169	l_1	142,475	dh	27,734
d_2	6,151	l_2	118,527	DH	10,253
d_3	14,606	l_3	788,344	HH	203,296
d_4	11,967	l_4	565,055		
d_5	6,233	l_5	188,632		
d_6	6,156	l_6	273,547		

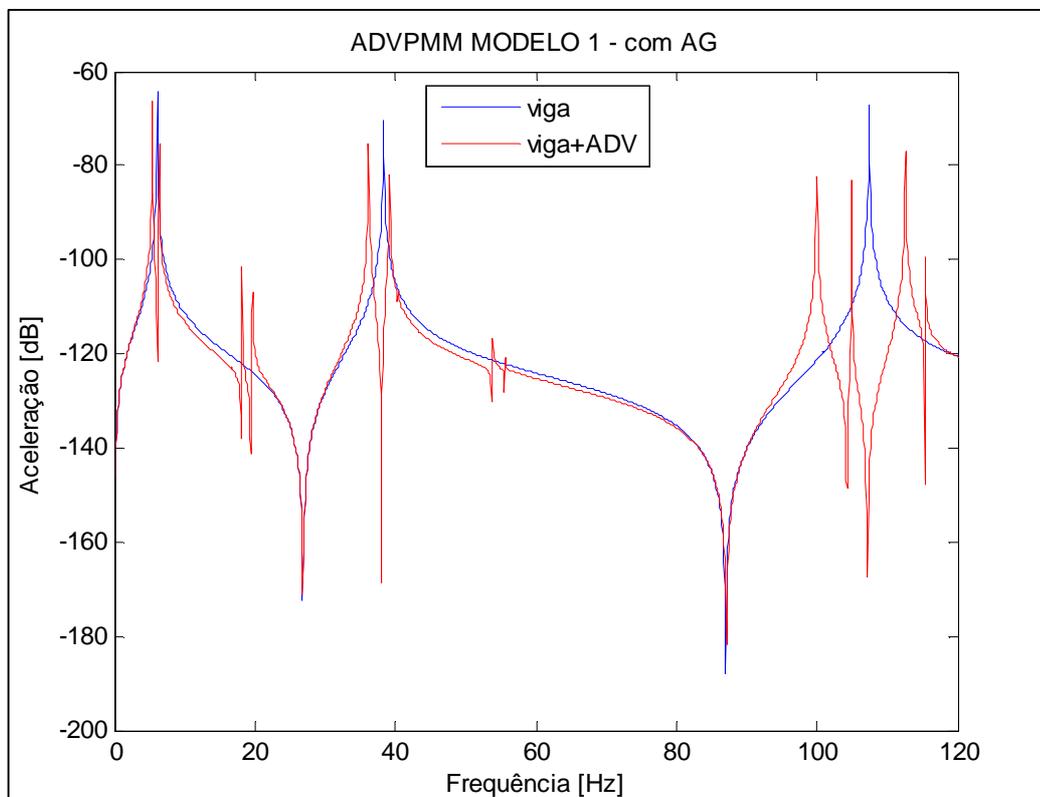


Figura 5.1 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1 usando Algoritmos Genéticos.

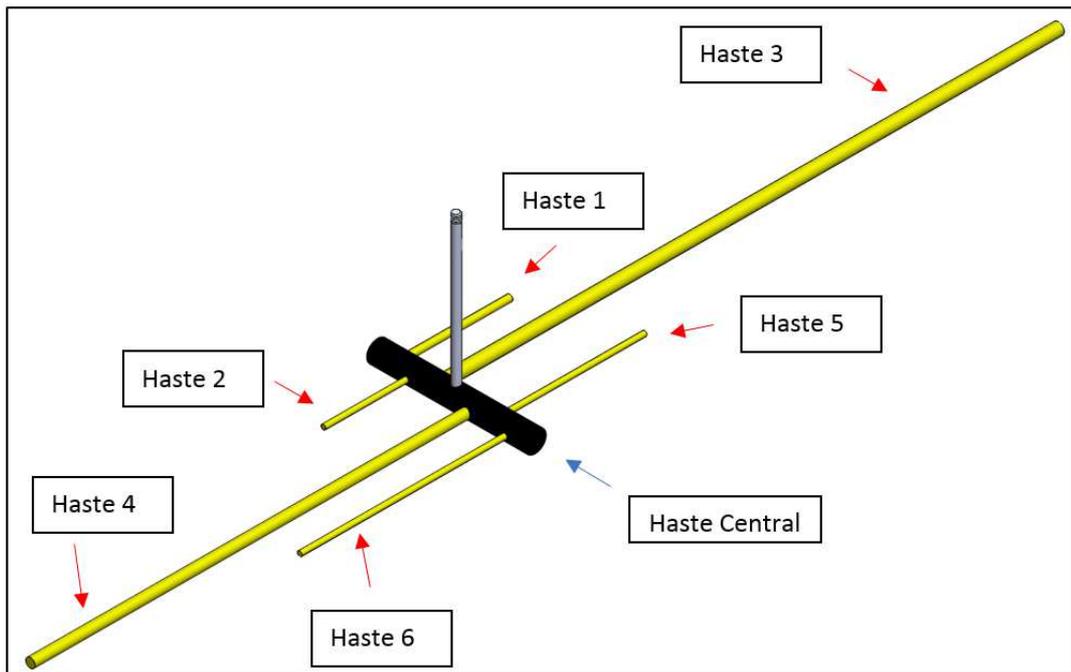


Figura 5. 2 – Configuração final do ADVPM model 1 com Algoritmos Genéticos.

b) EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Os parâmetros de otimização utilizados no procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 150
- Número máximo de gerações: 60

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPM são apresentados na Tabela 5.3, para uma massa do ADVPM de 2,44736 kg.

A Figura 5.3 mostra as FRFs da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM. Observa-se que os picos referentes aos três modos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPM mostrando novamente que a configuração obtida fornece resultados satisfatórios. A Figura 5.4 mostra a configuração final do ADVPM model 1 obtida via Evolução Diferencial.

Tabela 5.3 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 1 obtidos com a Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED}=0,05196$)

Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor
d_1	5,774	l_1	129,592	dh	14,103
d_2	14,334	l_2	258,534	DH	10,893
d_3	11,962	l_3	450,729	HH	175,389
d_4	14,999	l_4	799,254		
d_5	10,069	l_5	170,892		
d_6	11,021	l_6	142,375		

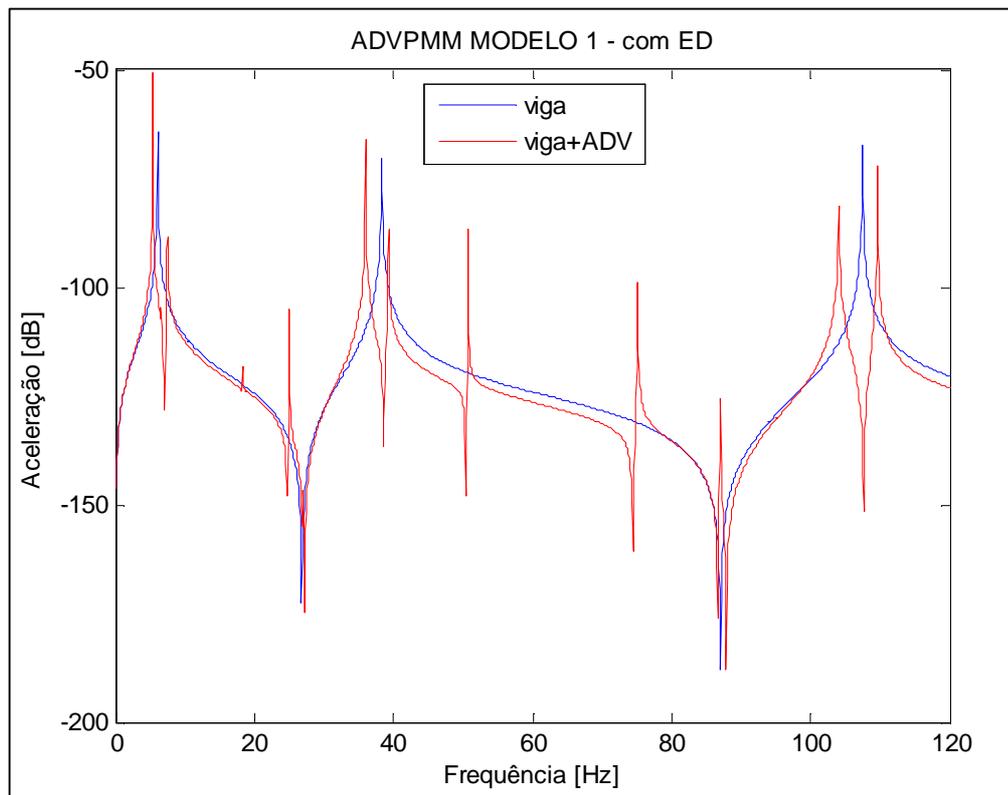


Figura 5.3 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1 usando Evolução Diferencial.

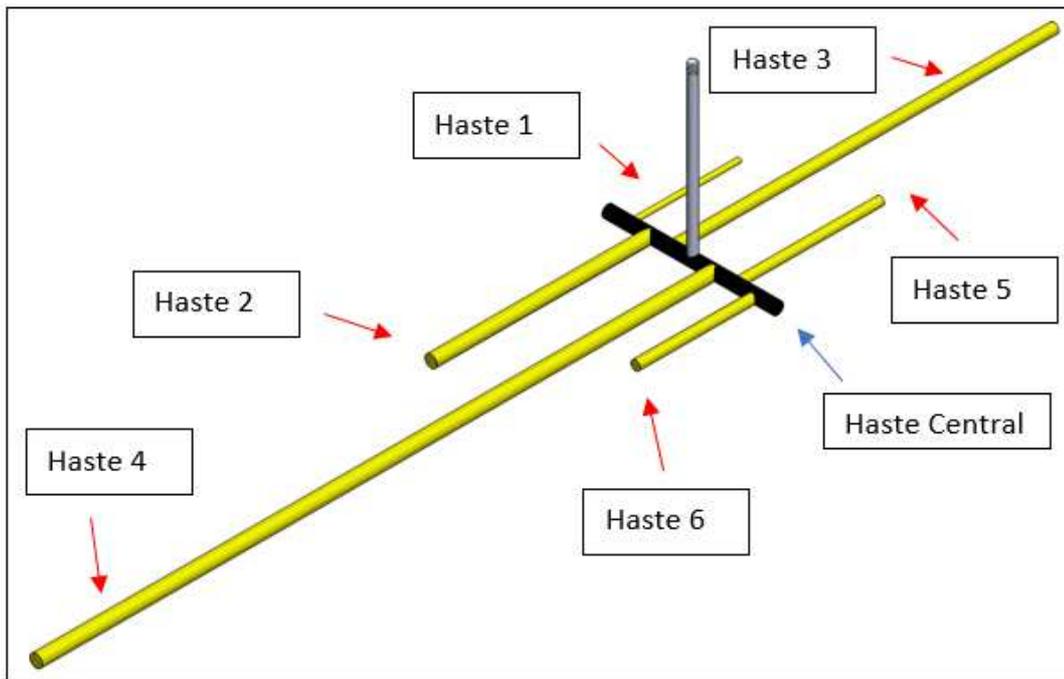


Figura 5.4 – Configuração resultante do ADVPM model 1 com Evolução Diferencial.

5.1.1.1. Cálculo da redução da resposta vibratória de outras soluções para o modelo 1

Desenvolveram-se simulações numéricas do modelo 1 com distintos parâmetros de otimização tanto com o uso de AGs quanto com ED, visando obter a configuração de ADVPM com maior atenuação da resposta dinâmica em decibéis, sendo esta medida definida na Equação 5.1.

$$dB_{reduzidos} = \sum_{f_i=1}^3 (dB_{viga} - dB_{viga+ADV})_{f_i} \quad (5.1)$$

Sendo: dB_{viga} e $dB_{viga+ADV}$ os valores do deslocamento em decibéis da viga isolada e da viga com o ADVPM acoplado respectivamente, para cada modo de vibração atenuado, correspondentes às frequências naturais em estudo (f_i).

Na Tabela 5.4 são mostrados os parâmetros construtivos obtidos através de duas simulações diferentes chamados de Solução 1 (S1) e Solução (S2), tanto com Algoritmos genéticos quanto com Evolução Diferencial.

Tabela 5.4 – Soluções alternativas do ADVPM modelado 1 obtidas com AGs e ED

Parâmetro [mm]	ALGORITMOS GENÉTICOS		EVOLUÇÃO DIFERENCIAL	
	Solução 1 (S1-AG) NP: 60 G: 30	Solução 2 (S2-AG) NP: 60 G: 40	Solução 1 (S1-ED) NP: 100 G: 40	Solução 2 (S2-ED) NP: 150 G: 40
d_1	8,285	12,704	12,130	10,115
d_2	5,990	8,407	11,330	5,658
d_3	13,680	7,316	14,578	13,343
d_4	14,305	5,386	5,472	5,776
d_5	6,387	11,286	6,088	14,333
d_6	5,826	13,892	5,007	13,268
l_1	112,598	233,121	266,181	163,906
l_2	118,521	217,407	100,455	205,435
l_3	786,358	365,954	101,499	251,605
l_4	477,555	735,432	789,138	784,702
l_5	169,881	181,961	161,393	120,052
l_6	174,768	240,723	176,838	168,080
dh	27,712	10,603	26,132	20,696
DH	10,260	14,721	10,627	11,846
HH	204,202	54,775	237,812	179,333

Os valores de atenuação da resposta vibratória em decibéis correspondentes a cada solução da Tabela 5.4 são mostrados na Tabela 5.5, e comparadas à atenuação em decibéis fornecida pelas soluções ótimas do modelo em estudo (ver Tabelas 5.2 e 5.3).

Tabela 5.5 – Redução da resposta vibratória em decibéis para as diferentes soluções obtidas.

Redução em decibéis	ALGORITMOS GENÉTICOS			EVOLUÇÃO DIFERENCIAL		
	Solução 1 (S1-AG)	Solução 2 (S2-AG)	Melhor Solução AG	Solução 1 (S1-ED)	Solução 2 (S2-ED)	Melhor Solução ED
f_1	29,88	30,09	57,68	35,35	30,09	38,19
f_2	34,64	29,19	98,50	46,37	29,19	46,93
f_3	52,72	72,96	99,87	38,91	54,95	70,17
dB _{reduzidos}	117,24	132,24	256,05	120,63	114,23	155,29

Com os dados mostrados na Tabela 5.4 pode-se concluir que a escolha da melhor solução é baseada na redução na resposta dinâmica em decibéis que esta proporciona, observando-se ligeira vantagem para os AGs, capazes de criar antirressonâncias com maior precisão e como consequência maior redução vibratória é revelada.

Nas Figuras 5.5 e 5.6 são ilustradas as FRFs correspondentes a cada solução alternativa (S1 e S2), tanto com Algoritmos genéticos quanto com Evolução Diferencial. Confere-se que o problema em estudo se trata de um problema multimodal.

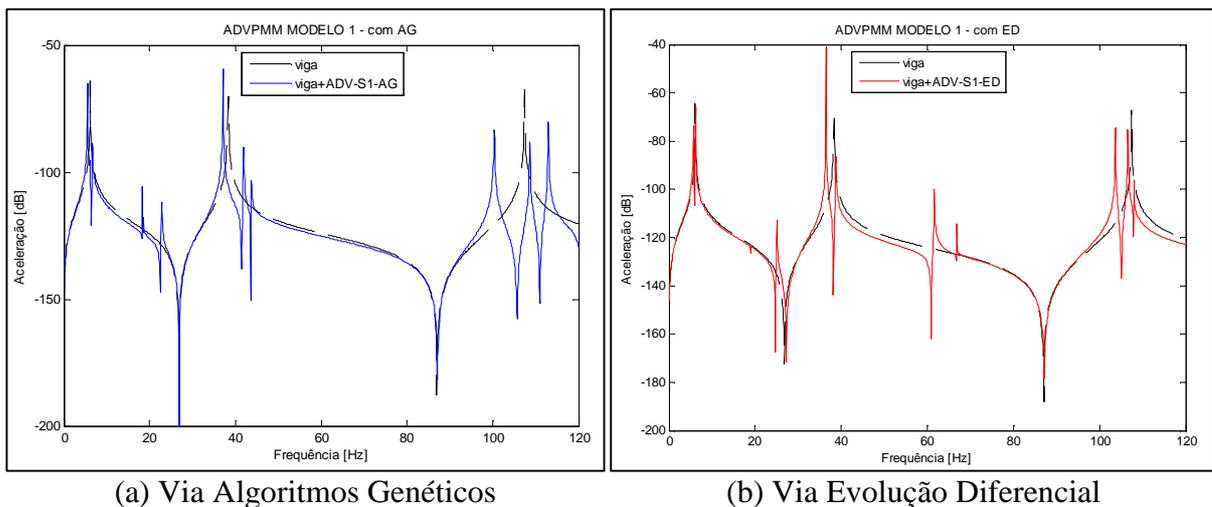


Figura 5.5 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1 com Solução alternativa 1.

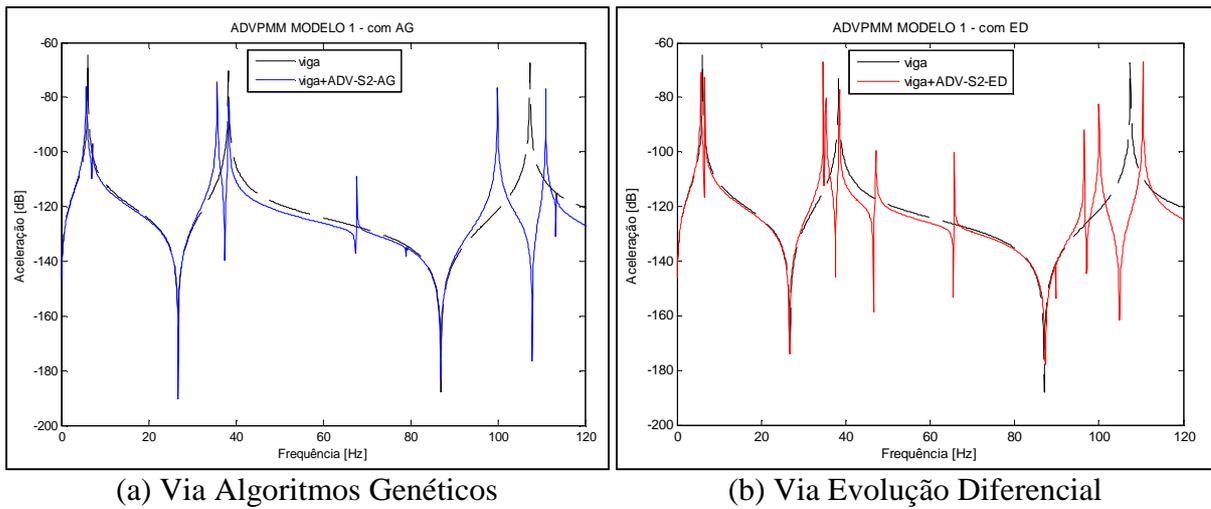


Figura 5.6 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1 com Solução alternativa 2.

5.1.2 ADVPMM – Modelo 2

Para este modelo de ADVPMM têm-se oito (8) variáveis de projeto cujas definições e valores limites estão dispostos na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Variáveis de projeto para o ADVPMM – Modelo 2.

Variável (descrição)	Limites laterais
D_i ($i = 1 : 4$), diâmetro das seções transversais	$7,0 \leq D_i \leq 24,0$ mm
ARC_i ($i = 1 : 4$), raio das “splines” na base	$50,0 \leq ARC_i \leq 160,0$ mm

a) ALGORITMOS GENÉTICOS

Os parâmetros de otimização utilizados no procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 100
- Número máximo de gerações: 100

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPMM são apresentados na Tabela 5.7, para uma massa do ADVPMM de 3,68288 kg.

Tabela 5.7 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 2 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,07819$)

Var.	Valor	Var.	Valor
D_1	20,815	ARC_1	101,402
D_2	8,521	ARC_2	148,997
D_3	22,434	ARC_3	118,453
D_4	21,887	ARC_4	144,890

A Figura 5.7 mostra as FRFs da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM. Observa-se que os picos referentes três modos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPMM mostrando que a configuração obtida fornece resultados satisfatórios.

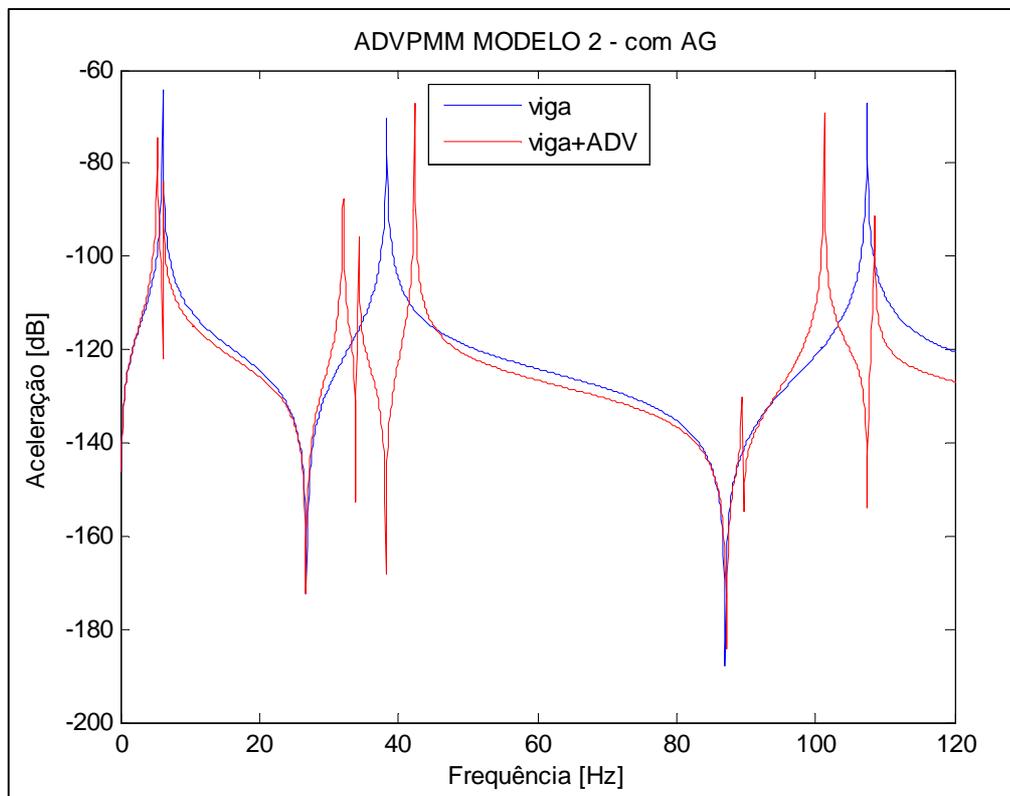


Figura 5.7 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2 usando Algoritmos Genéticos.

A Figura 5.8 mostra a configuração final do ADVMM modelo 3 com o uso de Algoritmos Genéticos.

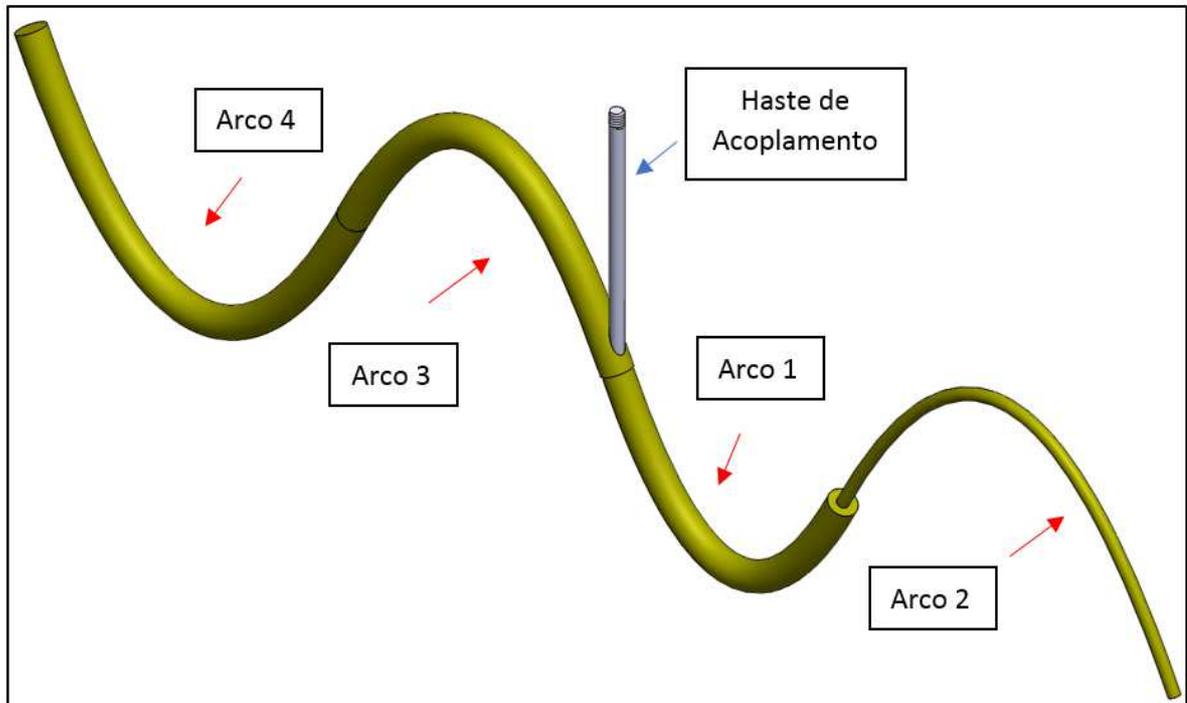


Figura 5.8 – Configuração resultante do ADVPM model 2 com Algoritmos Genéticos.

b) EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

Os parâmetros de otimização utilizados no procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 150
- Número máximo de gerações: 100

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPM são apresentados na Tabela 5.8, para uma massa do ADVPM de 3,11263 kg.

Tabela 5.8 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 2 obtidos com Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED} = 0,06609$)

Var.	Valor	Var.	Valor
D_1	12,789	ARC_1	79,787
D_2	10,441	ARC_2	156,976
D_3	23,988	ARC_3	138,287
D_4	17,558	ARC_4	144,667

A Figura 5.9 mostra as FRFs da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM. Observa-se que os picos referentes três modos de vibração da estrutura primária foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPMM.

A Figura 5.10 mostra a configuração final do ADVPMM modelo 2, via Evolução Diferencial.

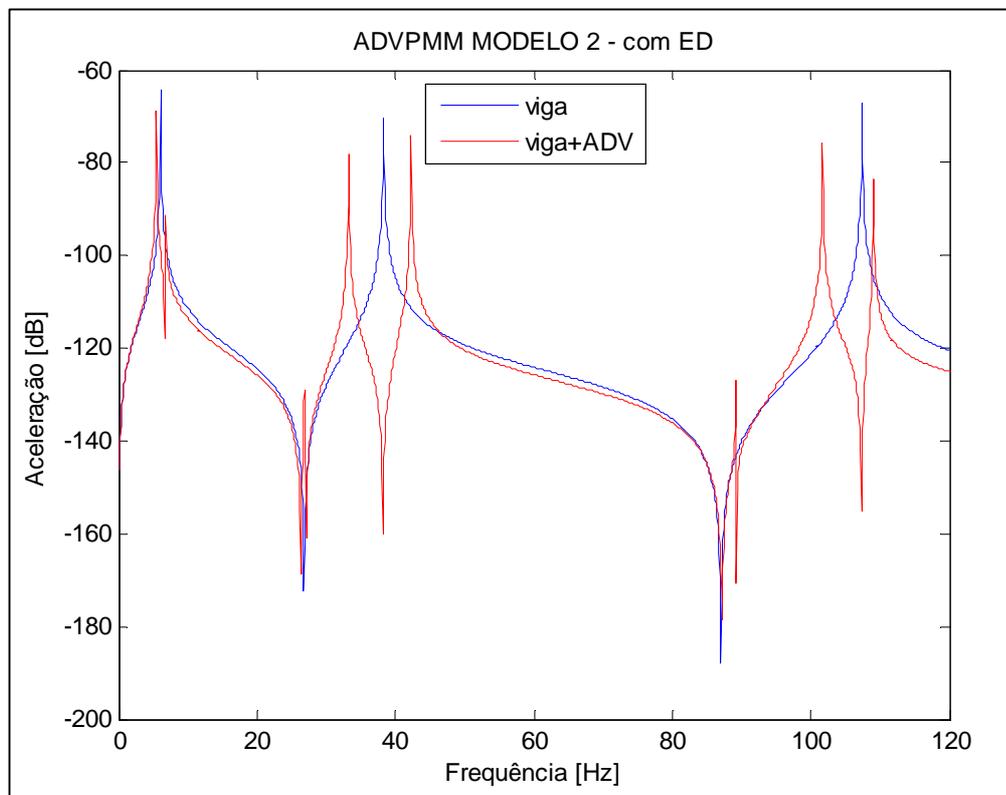


Figura 5.9 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2 usando Evolução Diferencial.

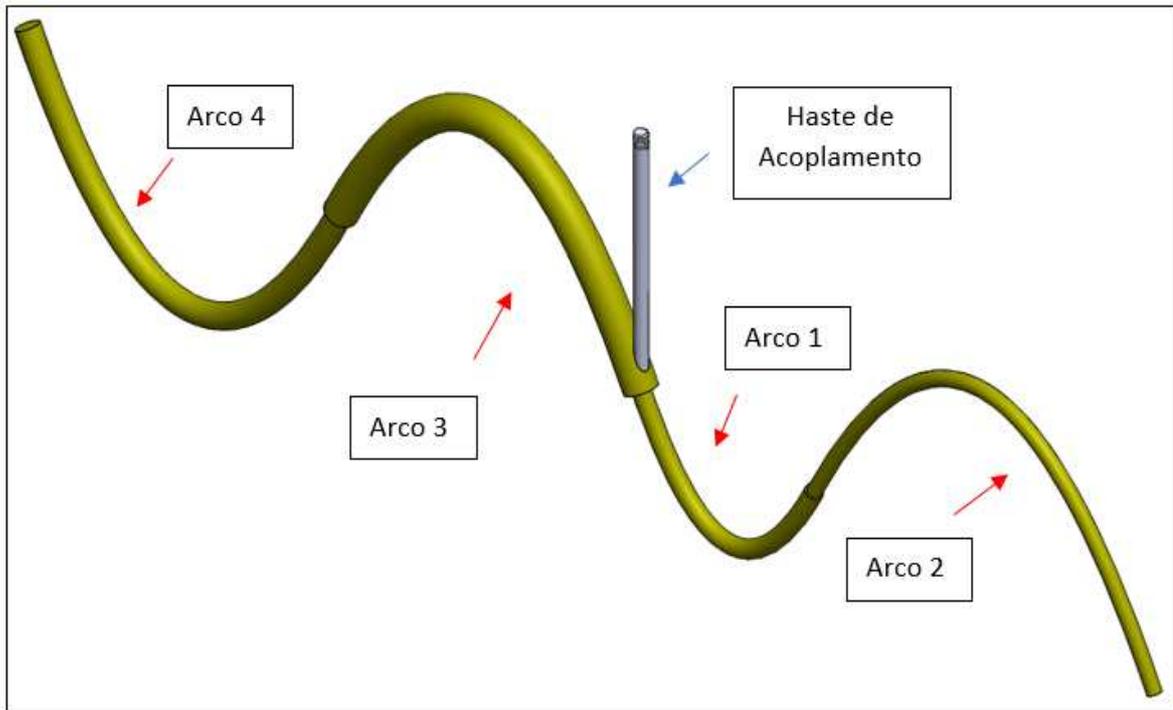


Figura 5.10 – Configuração resultante do ADVPM model 2 com Evolução Diferencial.

5.3.3 ADVPM – Modelo 3

Para este modelo de ADVPM têm-se nove (9) variáveis de projeto cujas definições e valores limites estão dispostos na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Variáveis de projeto para o ADVPM – Modelo 3.

Variável (descrição)	Limites laterais
D_i ($i = 1 : 4$), diâmetro das seções transversais	$5,0 \leq D_i \leq 22,0$ mm
ARC_i ($i = 1 : 4$), raio das “splines” na base	$20,0 \leq ARC_i \leq 35,0$ mm
L , comprimento dos tubos	$50,0 \leq L \leq 300,0$ mm
DH , diâmetro da haste de acoplamento	$15,0 \leq DH \leq 60,0$ mm
HH , comprimento da haste de acoplamento	$100,0 \leq HH \leq 150,0$ mm

a) ALGORITMOS GENÉTICOS

Os parâmetros de otimização utilizados no procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 150
- Número máximo de gerações: 80

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPMM são apresentados na Tabela 5.10, para uma massa do ADVPMM de 3,37551 kg.

Tabela 5. 10 – Parâmetros finais do ADVPMM modelo 3 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,07166$)

Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor
D_1	5,358	ARC_1	20,628	L	271,314
D_2	18,503	ARC_2	32,209	DH	27,39
D_3	9,303	ARC_3	22,208	HH	136,072
D_4	14,140	ARC_4	33,310		

A Figura 5.11 mostra a FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM. Observa-se que os picos referentes três modos de vibração predefinidos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPMM. A Figura 5.12 mostra a configuração final do ADVPMM modelo 3 obtida com Algoritmos Genéticos.

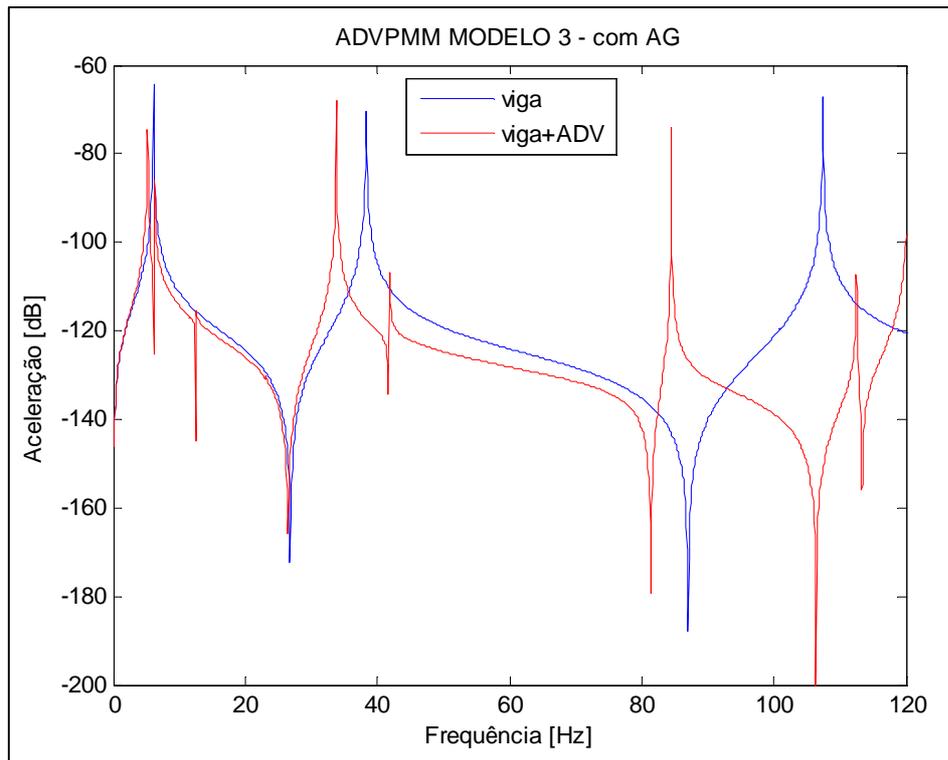


Figura 5.11 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 3, via Algoritmos Genéticos.

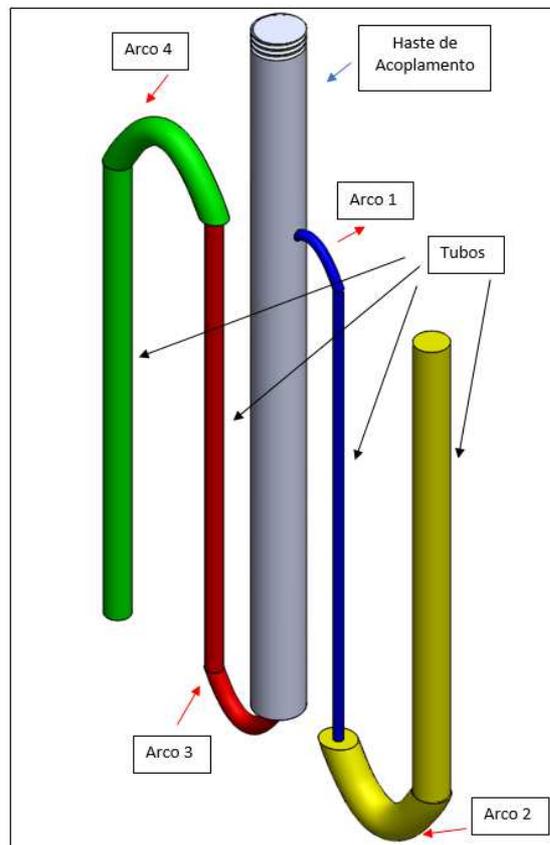


Figura 5.12 – Configuração final do ADVPMM modelo 3 com Algoritmos Genéticos.

b) EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

As principais características do procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 200
- Número máximo de gerações: 100

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPM são apresentados na Tabela 5.11, para uma massa do ADVPM de 3,74009 kg.

Tabela 5.11 – Parâmetros finais do ADVPM modelo 3 obtidos com Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED}= 0,07941$)

Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor
D_1	6,023	ARC_1	32,799	L	288,573
D_2	19,110	ARC_2	26,016	DH	17,674
D_3	20,064	ARC_3	33,370	HH	83,581
D_4	21,995	ARC_4	28,267		

A Figura 5.13 mostra as FRFs da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM. Observa-se que os picos referentes aos três modos predefinidos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPM. A Figura 5.14 mostra a configuração final do ADVPM modelo 3.

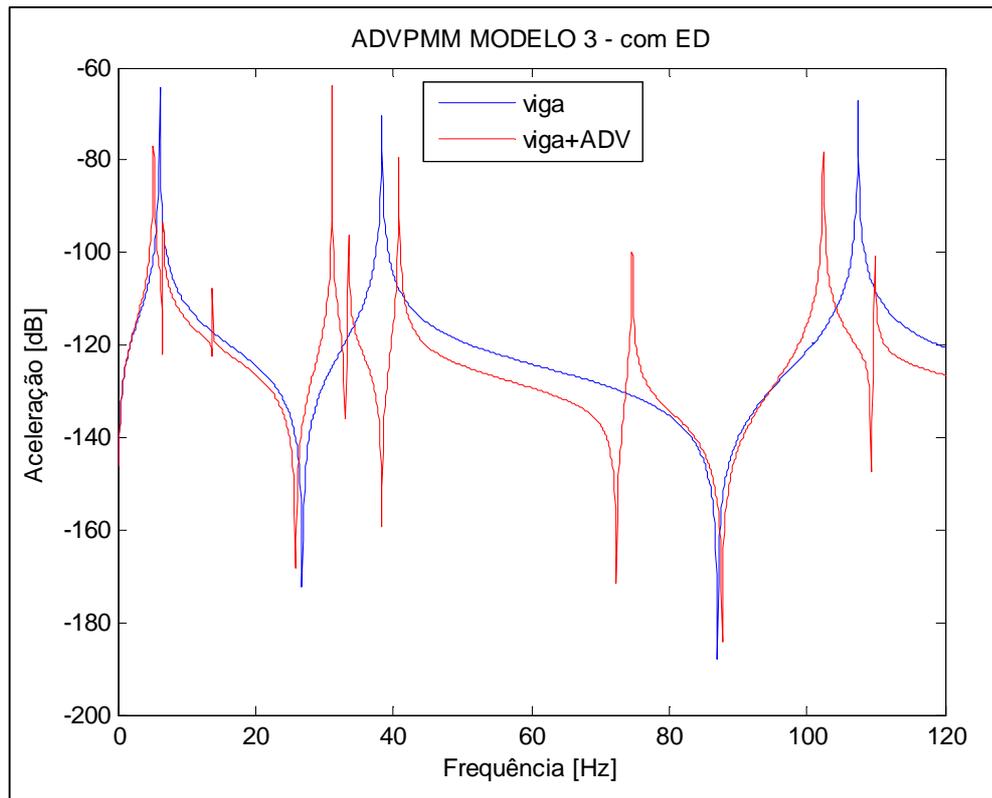


Figura 5.13 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVMM modelo 3, via Evolução Diferencial.

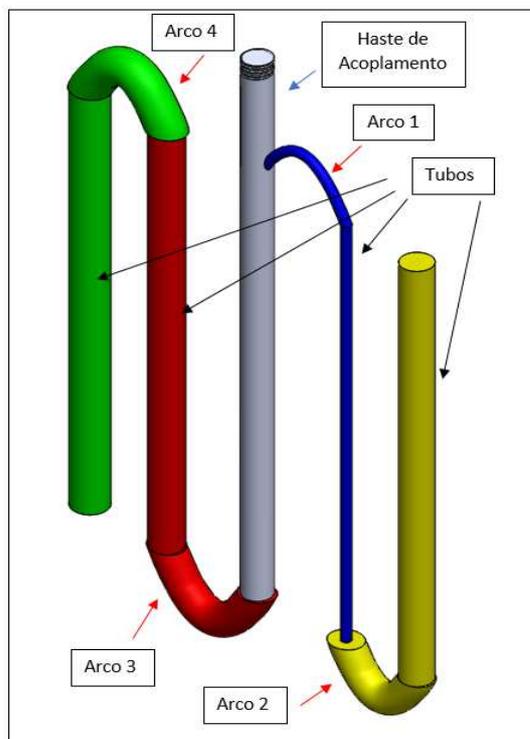


Figura 5.14 – Configuração final do ADVMM modelo 3, via Evolução Diferencial.

5.3.4 ADVMM – Modelo 4

Para este modelo de ADVPM têm-se 16 variáveis de projeto cujas definições e valores limites estão dispostos na Tabela 5.12.

Tabela 5.12 – Variáveis de projeto para o ADVPM – Modelo 4.

Variável (descrição)	Limites laterais
$m_i (i = 1 : 4)$, massas concentradas	$0,5 \leq m_i \leq 1$ kg
$D_i (i = 1 : 4)$, diâmetro de cada braço	$10 \leq D_i \leq 16$ mm
$L_i (i = 1 : 4)$, comprimento de cada braço	$100,0 \leq L_i \leq 500,0$ mm
$\alpha_i (i = 1 : 4)$, ângulo de montagem dos braços	$-15,0 \leq \alpha_i \leq 15,0^\circ$

a) ALGORITMOS GENÉTICOS

Os parâmetros de otimização utilizados no procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 150
- Número máximo de gerações: 200

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPM são apresentados na Tabela 5.13, para uma massa do ADVPM de 4,5317 kg.

Tabela 5.13 – Parâmetros finais do ADVPM modelo 4 obtidos com Algoritmos Genéticos (relação de massa $\mu_{AG} = 0,09621$)

Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor
d_1	13,154	l_1	417,554	m_1	0,505	α_1	-12,452
d_2	13,424	l_2	280,956	m_2	0,662	α_2	14,798
d_3	10,001	l_3	499,944	m_3	0,991	α_3	14,647
d_4	15,206	l_4	314,345	m_4	0,765	α_4	-2,895

A Figura 5.15 mostra a FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM. Observa-se que os picos referentes três modos de vibração predefinidos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPMM. A Figura 5.16 mostra a configuração final do ADVPMM modelo 4 obtida com Algoritmos Genéticos.

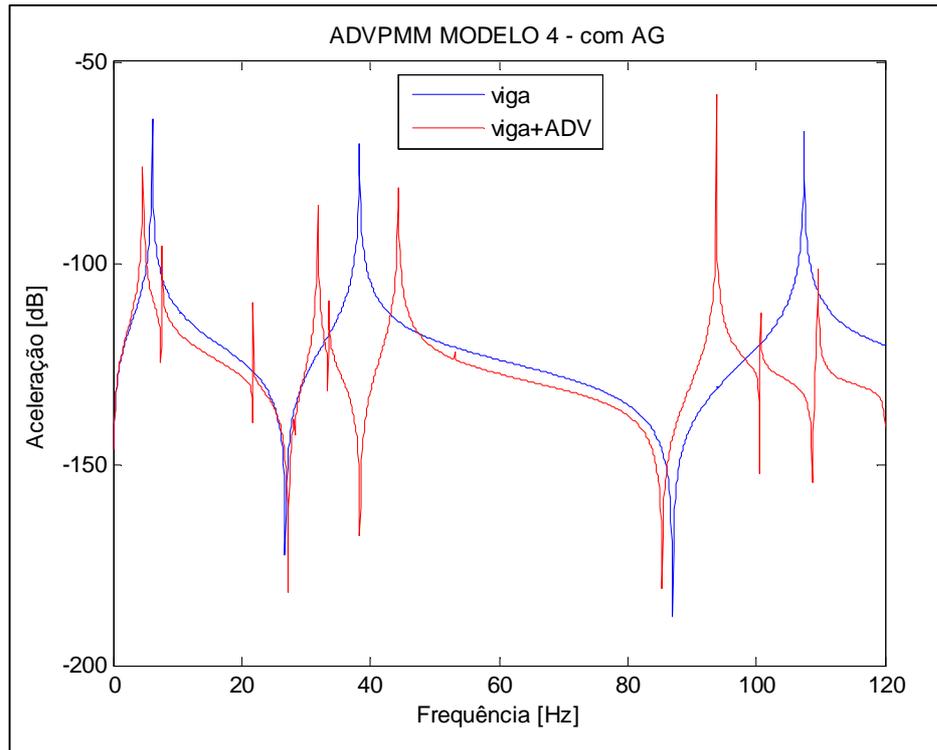


Figura 5.15 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 4, via Algoritmos Genéticos.

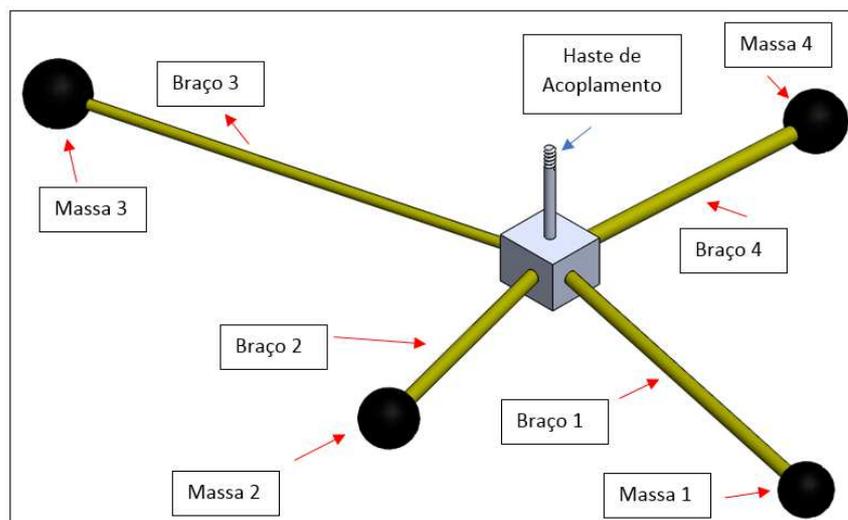


Figura 5.16 – Configuração final do ADVPMM modelo 4 com Algoritmos Genéticos.

b) EVOLUÇÃO DIFERENCIAL

As principais características do procedimento de otimização são:

- Função objetivo: Equação (4.4)
- Frequências Sintonizadas [Hz]: $f_1=6,11$; $f_2=38,329$; $f_3=107,42$;
- Tamanho da população: 200
- Número máximo de gerações: 200

Os valores obtidos dos parâmetros construtivos do ADVPM são apresentados na Tabela 5.14, para uma massa do ADVPM de 4,57765 kg.

Tabela 5.14 – Parâmetros finais do ADVPM modelo 4 obtidos com Evolução Diferencial (relação de massa $\mu_{ED} = 0,09719$)

Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor	Var.	Valor
d_1	15,817	l_1	320,244	m_1	0,814	α_1	3,051
d_2	15,702	l_2	116,573	m_2	0,996	α_2	-14,819
d_3	10,003	l_3	494,717	m_3	0,973	α_3	14,132
d_4	15,855	l_4	128,380	m_4	0,526	α_4	11,770

A Figura 5.17 mostra as FRFs da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPM. Observa-se que os picos referentes aos três modos predefinidos foram substancialmente reduzidos após o acoplamento do ADVPM. A Figura 5.18 mostra a configuração final do ADVPM modelo 4 obtida através de Evolução Diferencial.

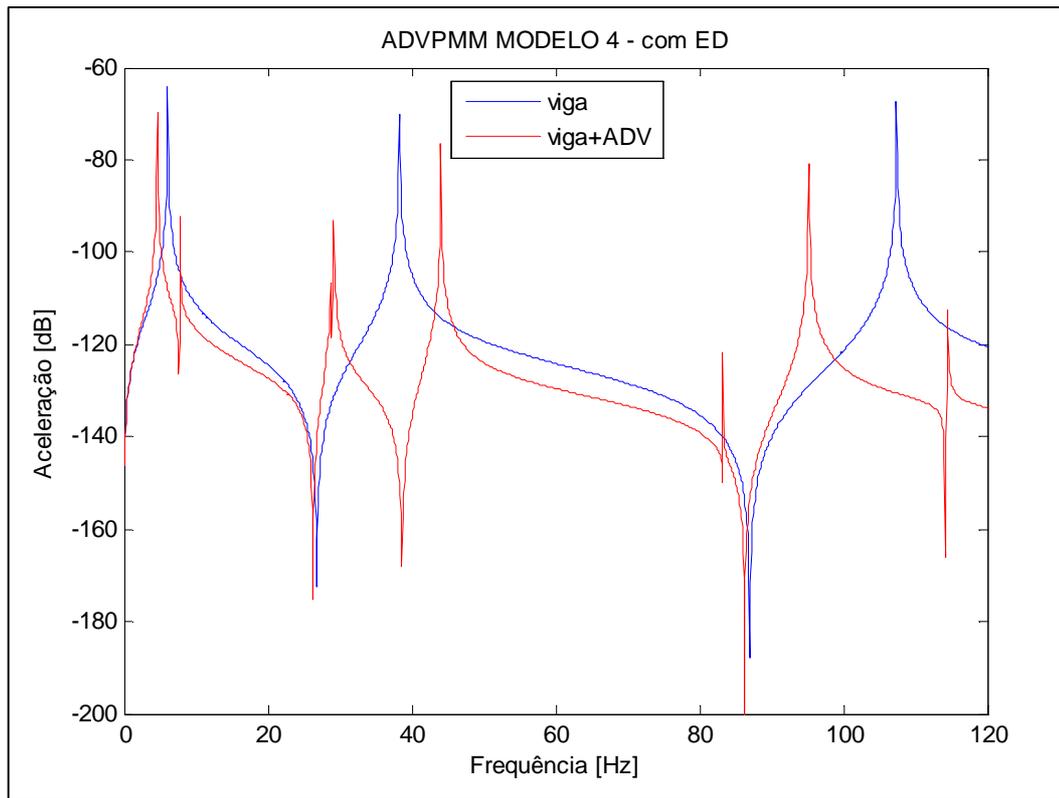


Figura 5.17 – FRF da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 4, via Evolução Diferencial.

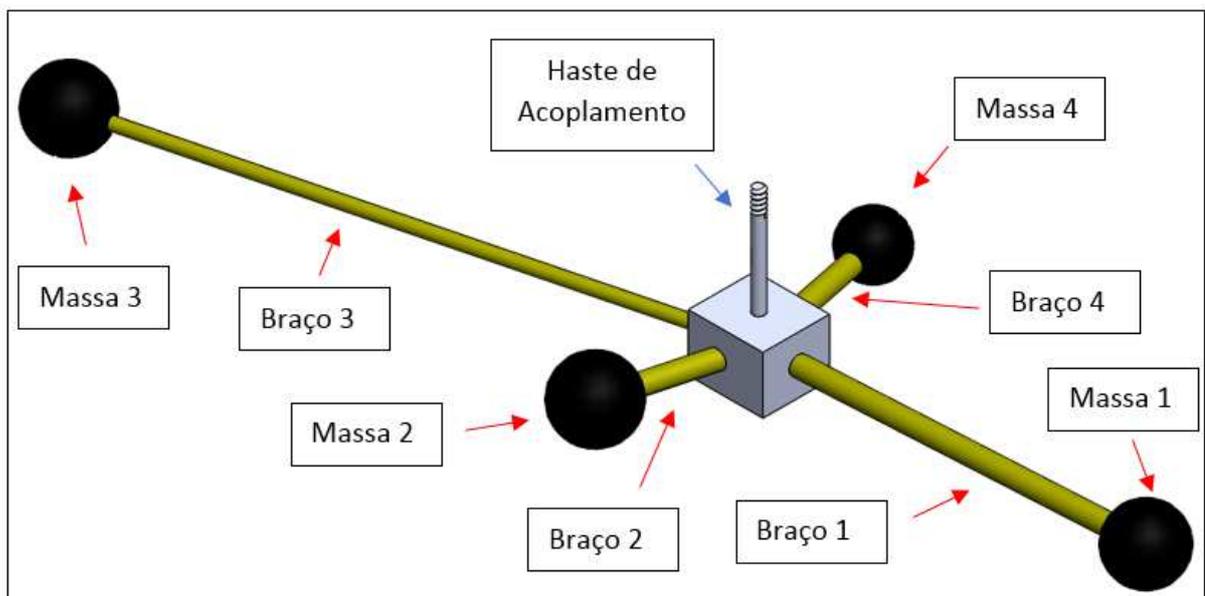


Figura 5.18 – Configuração final do ADVPMM modelo 4, via Evolução Diferencial.

5.4. ANÁLISE NO DOMÍNIO DO TEMPO

Nesta seção, apresentam-se os resultados no domínio do tempo. Desta forma, serão apresentadas as respostas temporais da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM de forma a evidenciar a redução dos níveis de vibrações do sistema.

5.4.1 ADVPMM – Modelo 1

As Figuras 5.19 e 5.20 mostram a resposta temporal da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1 obtido via algoritmos genéticos para dois dos três modos atenuados. Observa-se que antes do acoplamento do ADVPMM o sistema tende a níveis de vibrações muito altas já que o mesmo está sendo excitado em sua frequência natural ao passo que após o acoplamento do ADVPMM o sistema se torna estável com níveis de vibrações relativamente baixos evidenciando a atuação do ADVPMM nos modos apresentados. As Figuras 5.21 e 5.22 apresenta-se o mesmo, mas para o ADVPMM obtido via Evolução Diferencial. Observa-se que o comportamento do sistema é similar.

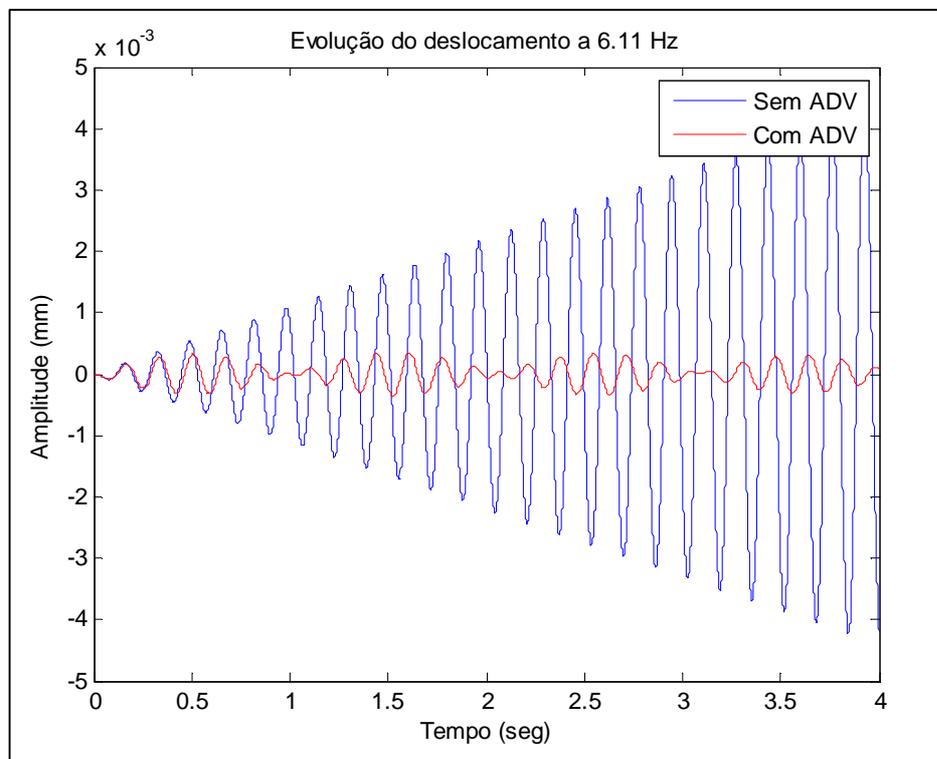


Figura 5.19 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1, via AGs.

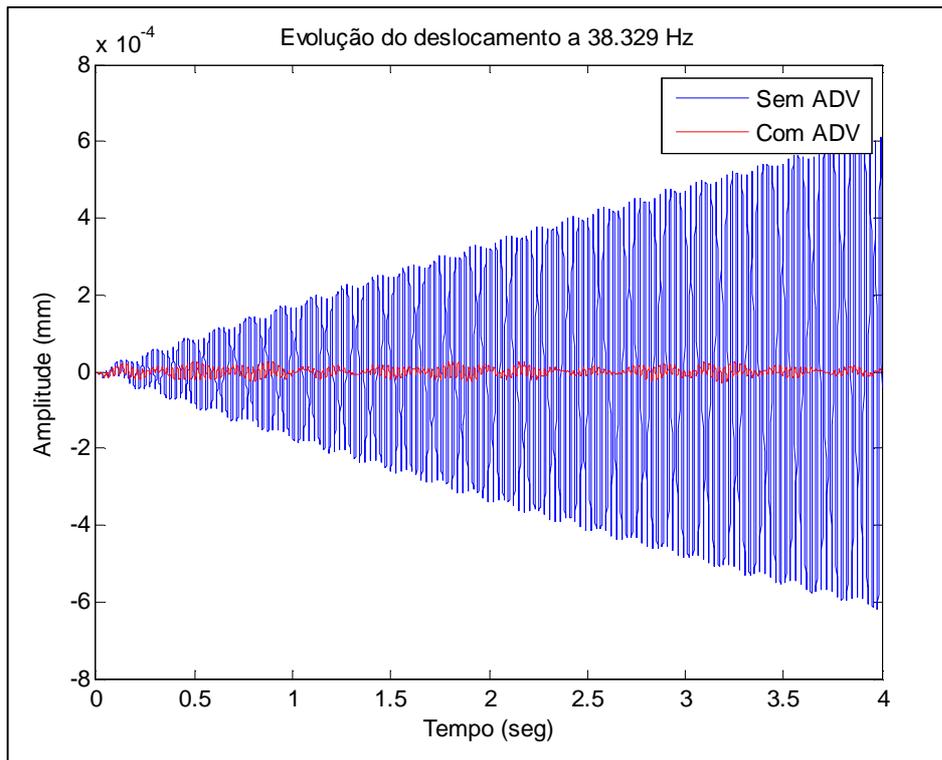


Figura 5.20 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1, via AGs.

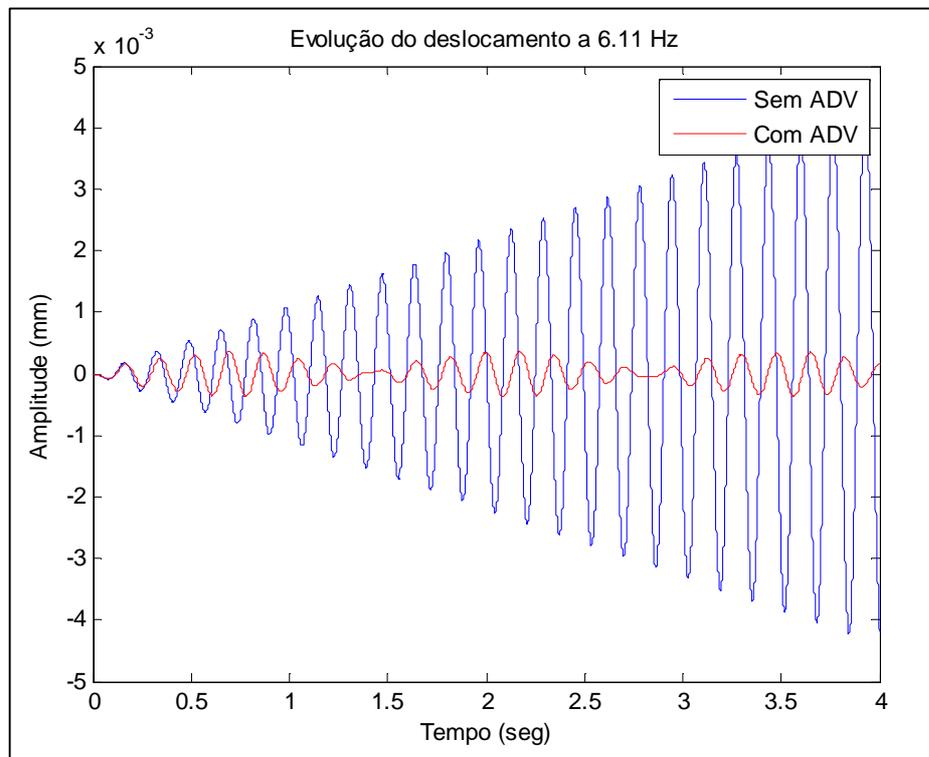


Figura 5.21 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1, via ED.

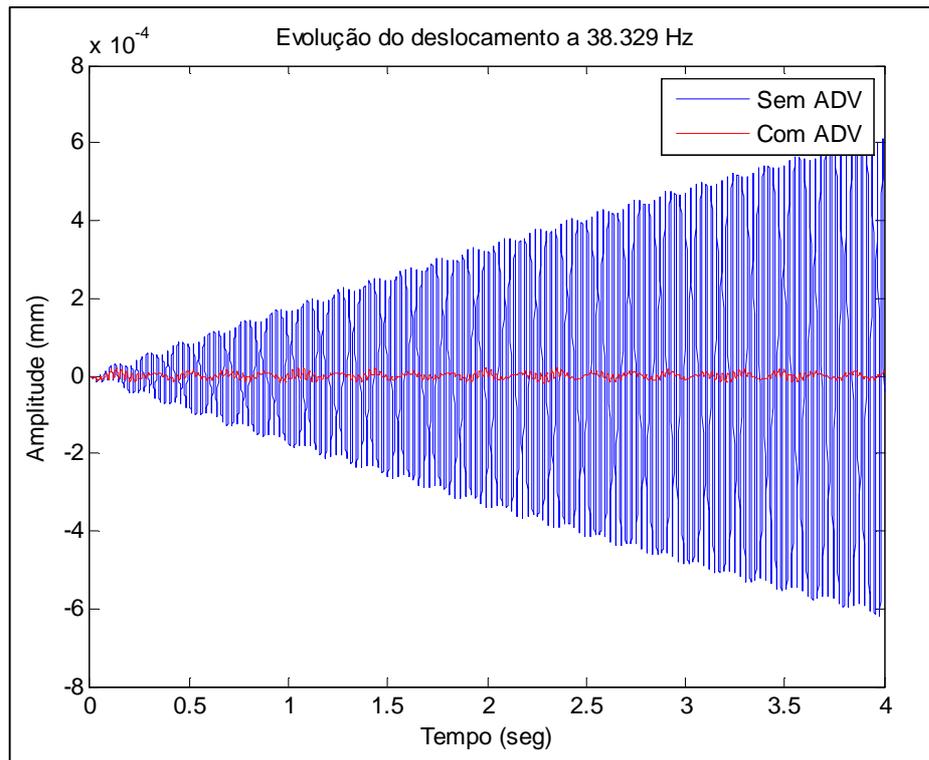


Figura 5.22 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 1, via ED.

5.4.2 ADVPMM – Modelo 2

As respostas temporais, para os dois primeiros modos da estrutura primária antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2, via Algoritmos Genéticos são apresentadas nas Figuras 5.23 e 5.24. Da mesma forma, nas Figuras 5.25 e 5.26 são mostradas as respostas temporais correspondentes ao ADVPMM obtido via Evolução Diferencial.

Observa-se que ambos os ADVPMM fazem com que a estrutura primária tenha deslocamentos muito inferiores quando se comparado antes do acoplamento do ADVPMM.

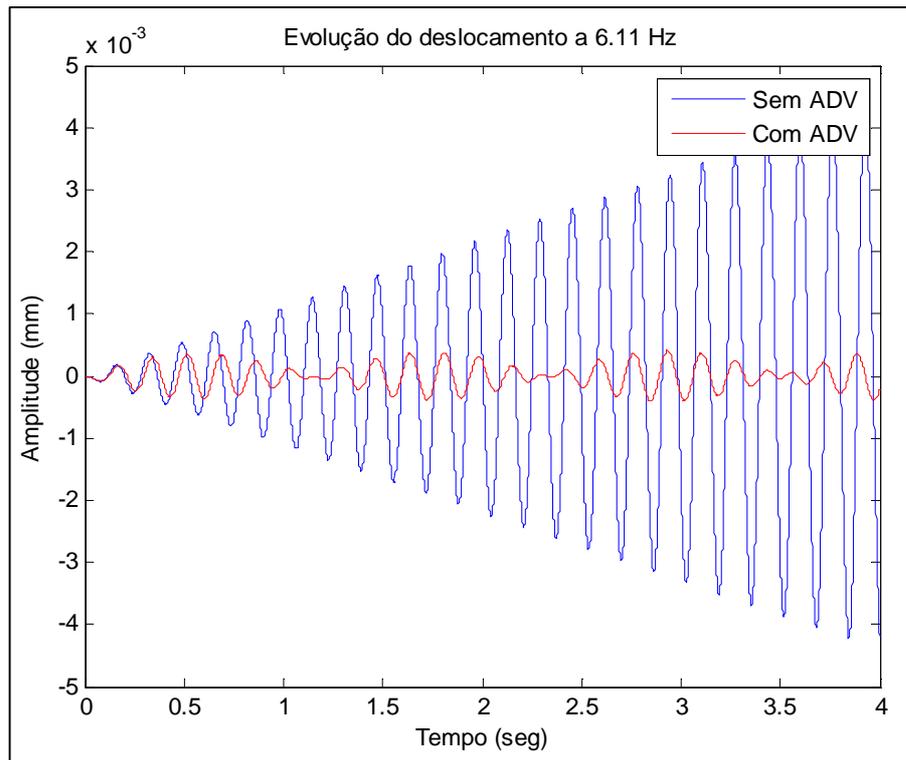


Figura 5.23 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2, via AGs.

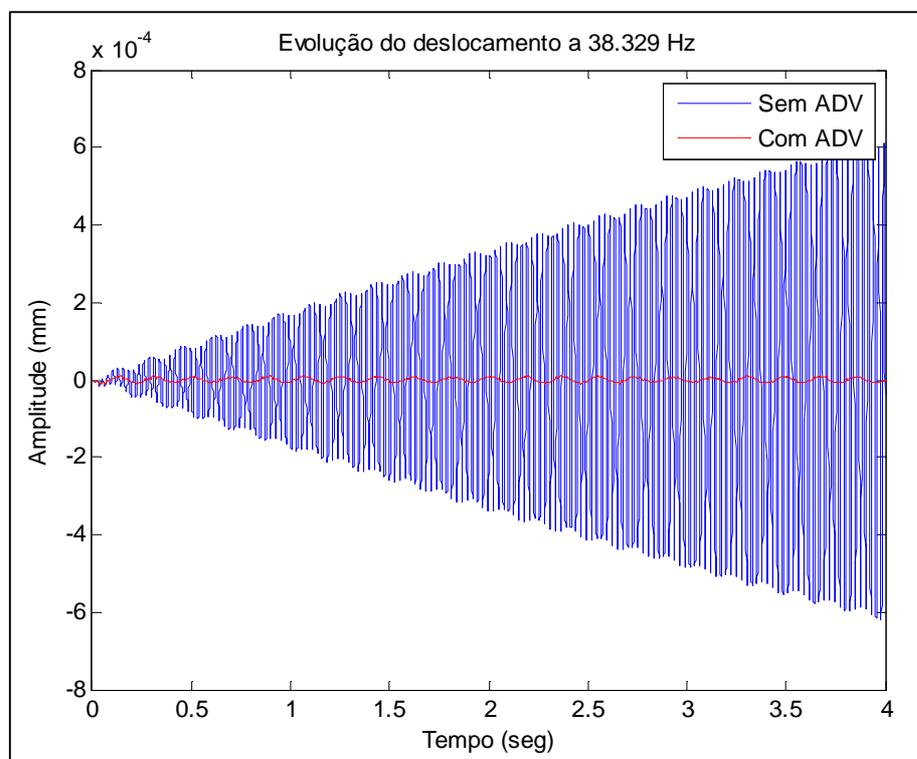


Figura 5.24 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2, via AGs.

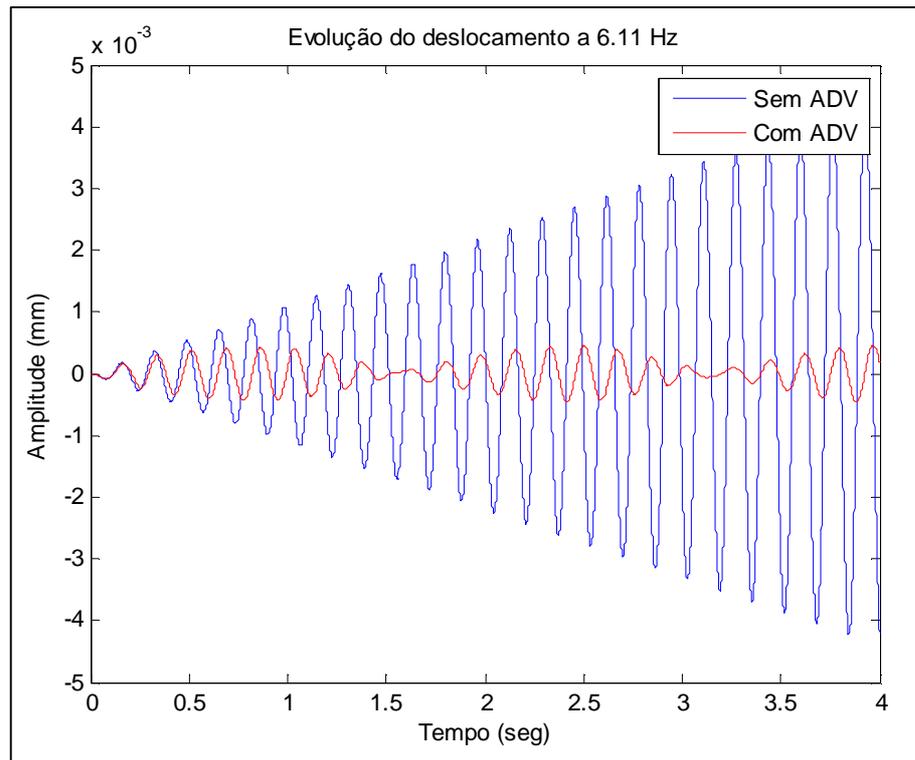


Figura 5.25 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2, via ED.

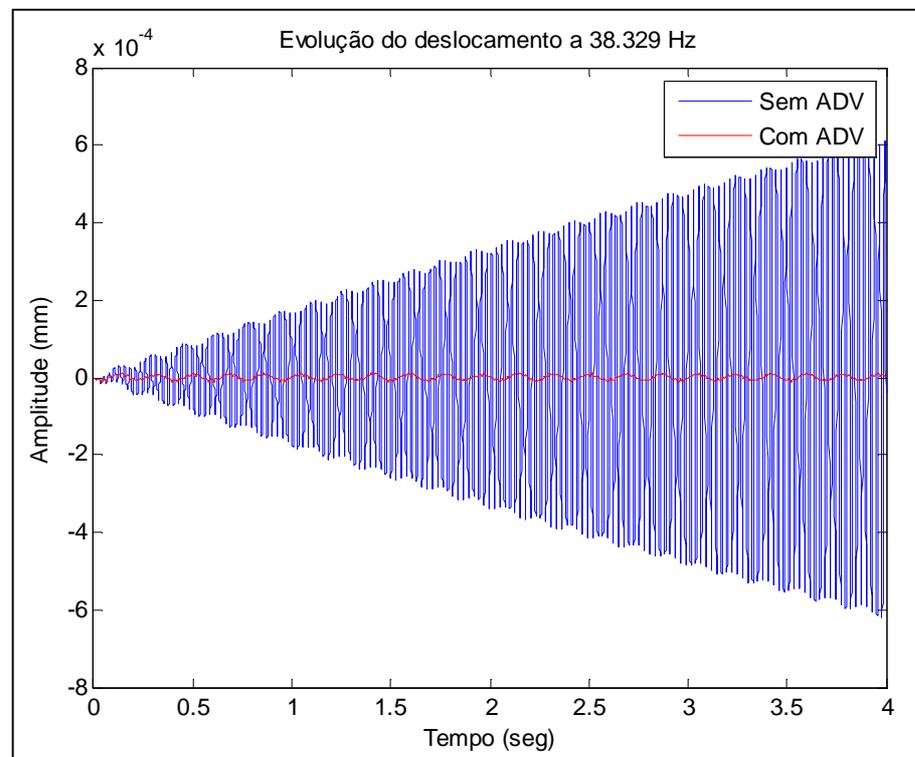


Figura 5.26 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 2, via ED.

5.4.3 ADVPM – Modelo 3

Os resultados obtidos para o ADVPM modelo 3 mostram que a metodologia proposta conseguiu atenuar as vibrações nas frequências alvo predefinidas, tanto com o uso de Algoritmos Genéticos (Figuras 5.27 e 5.28) quanto com Evolução Diferencial (Figuras 5.29 e 5.30).

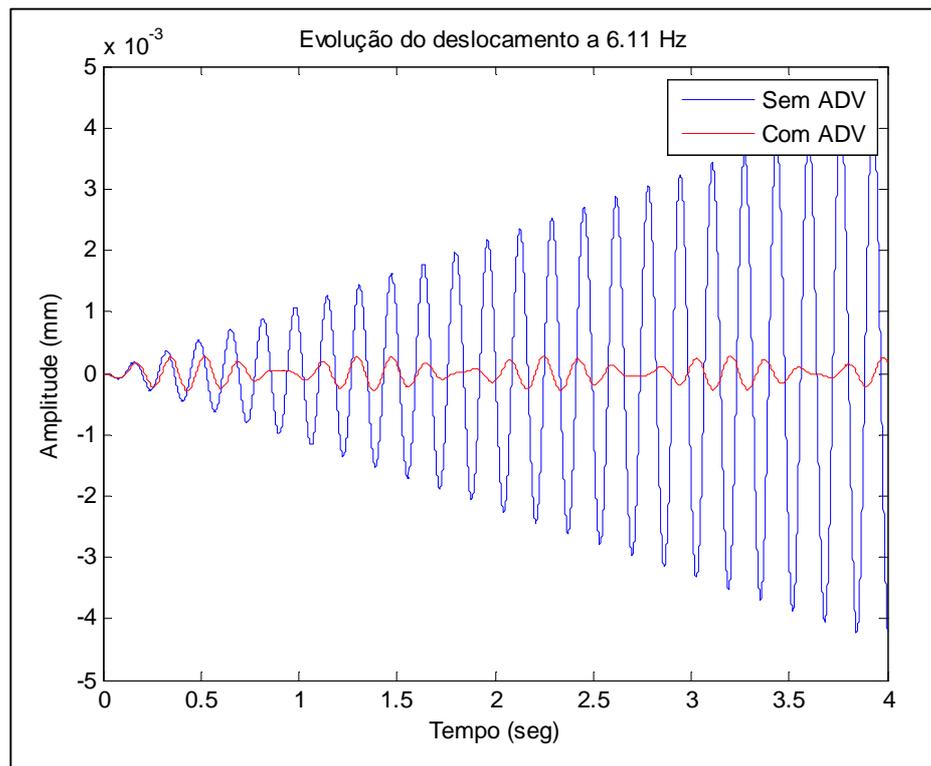


Figura 5.27 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelo 3, via AGs.

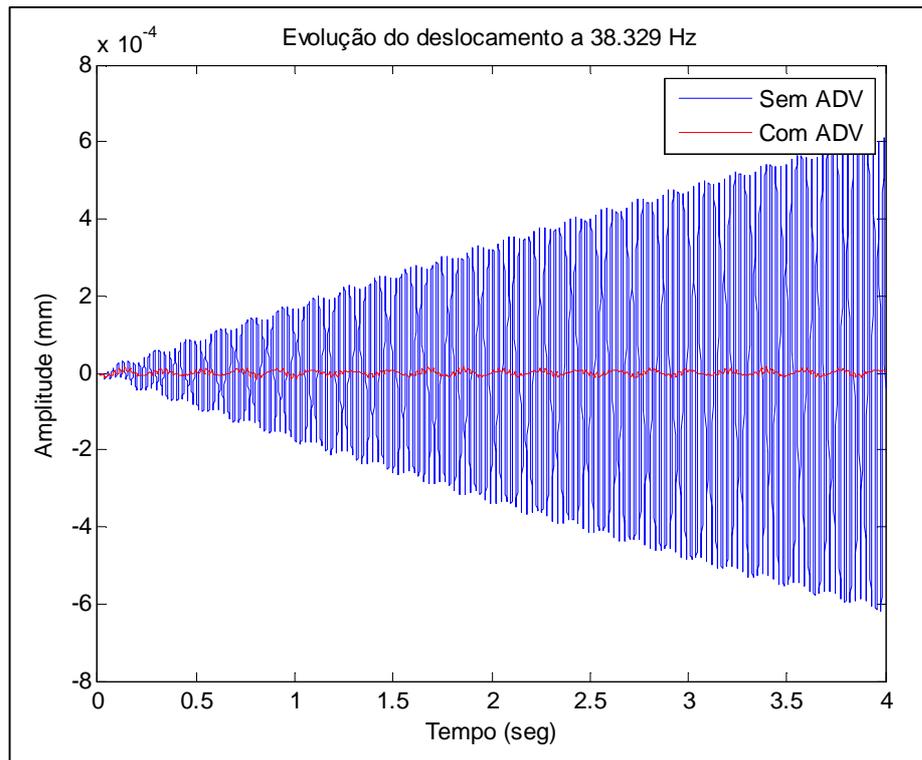


Figura 5.28 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 3, via AGs.

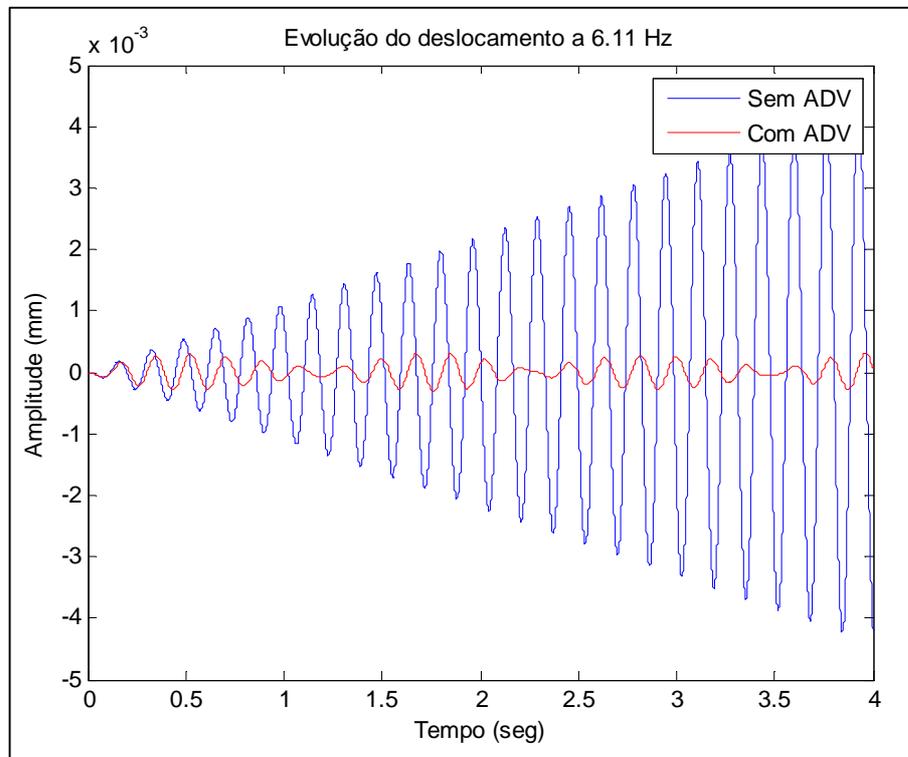


Figura 5.29 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 3, via ED.

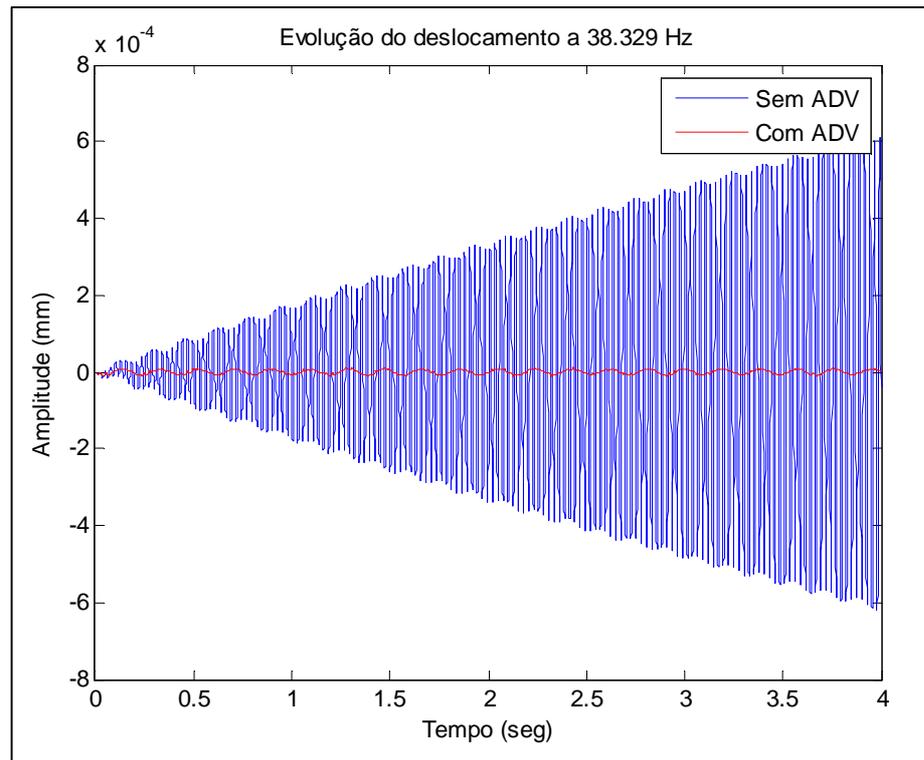


Figura 5.30 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 3, via ED.

5.4.4 ADVPMM – Modelo 4

Os resultados obtidos para o ADVPMM modelo 4 mostram que a metodologia proposta conseguiu atenuar as vibrações nas frequências alvo predefinidas, tanto com o uso de Algoritmos Genéticos (Figuras 5.31 e 5.32) quanto com Evolução Diferencial (Figuras 5.33 e 5.34).

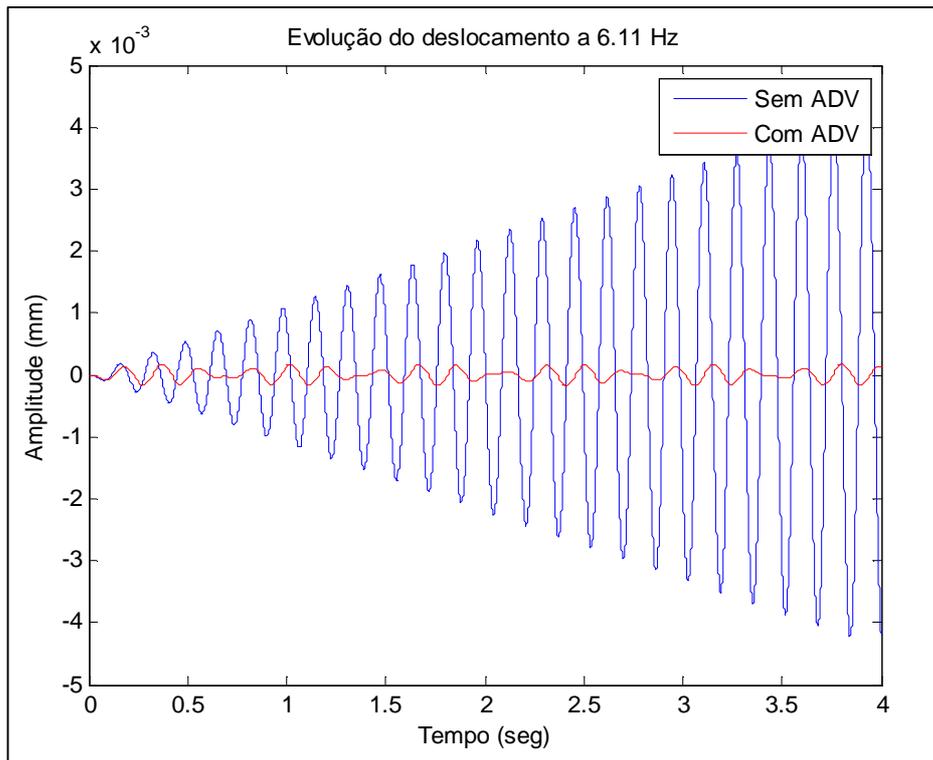


Figura 5.31 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 4, via AGs.

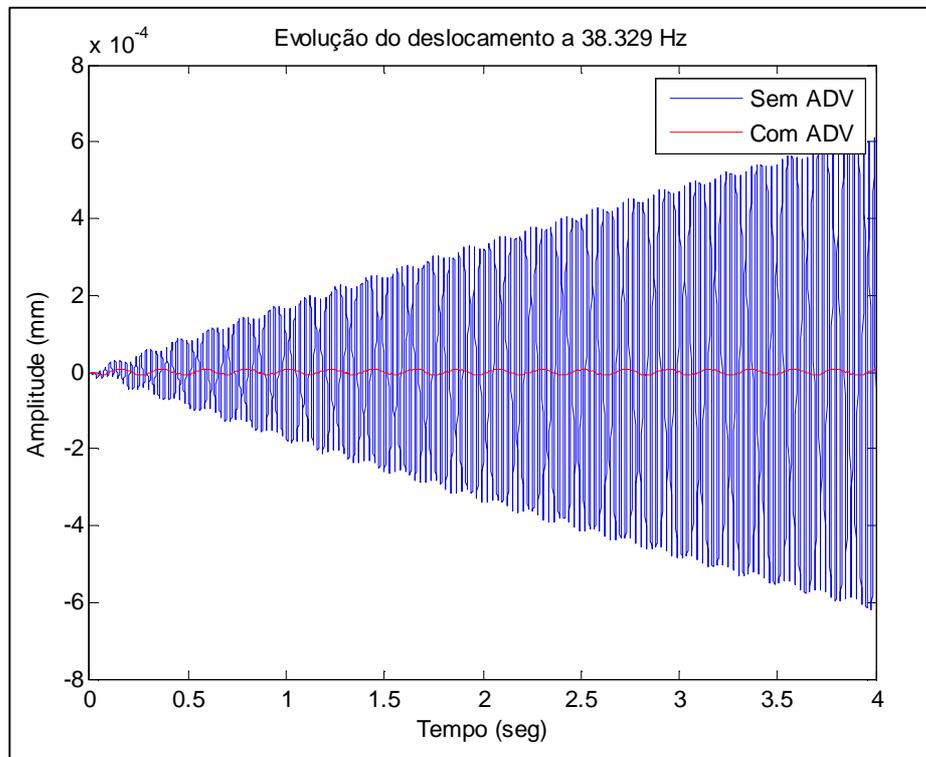


Figura 5.32 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPM modelado 4, via AGs.

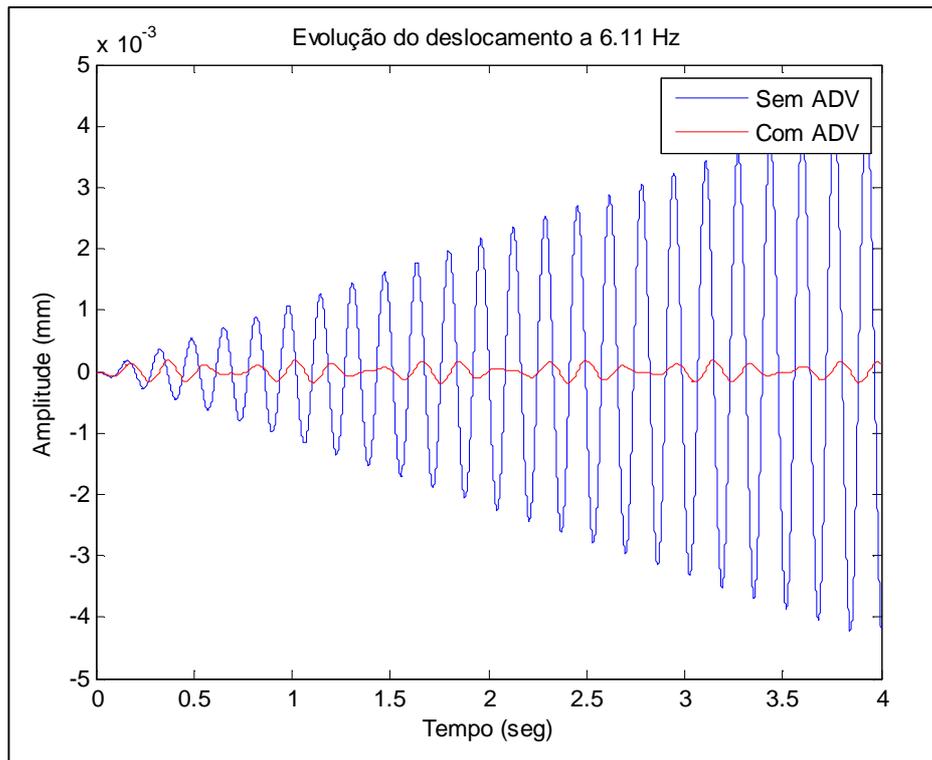


Figura 5.33 – Resposta temporal do primeiro modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 4, via ED.

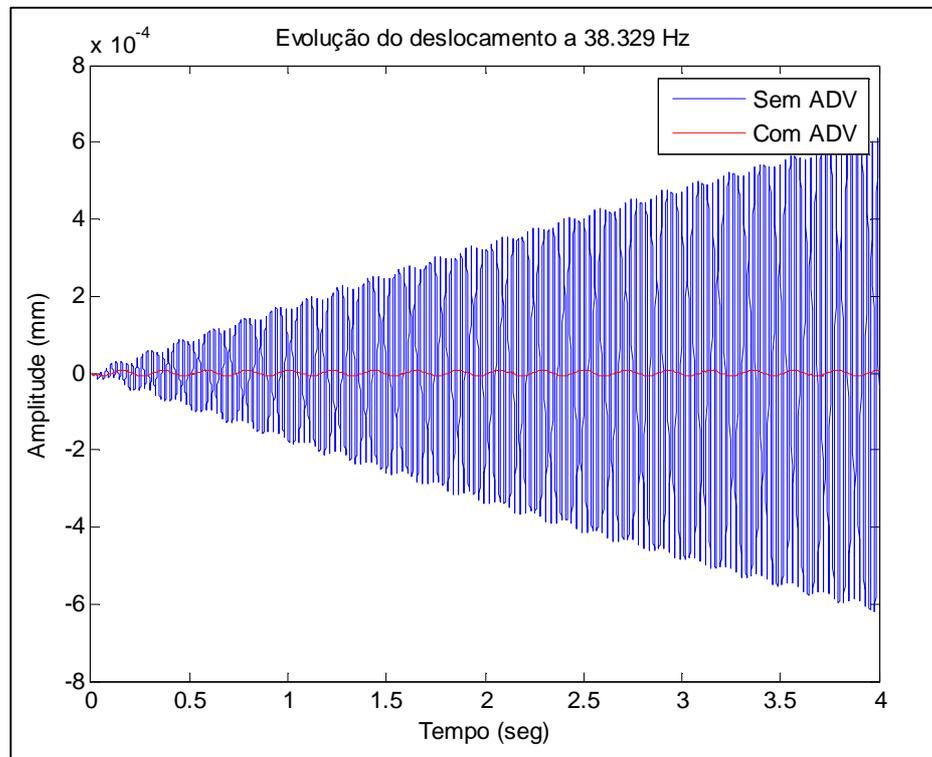


Figura 5.34 – Resposta temporal do segundo modo antes e após o acoplamento do ADVPMM modelo 4, via ED.

Capítulo 6

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

No presente trabalho, propôs-se uma metodologia computacional de projeto de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais (ADVPMM). Diferentes modelos destes dispositivos foram desenvolvidos e simulados numericamente com auxílio do método dos elementos finitos.

As diversas configurações de ADVPMM foram acopladas a uma estrutura primária na forma de uma viga em balanço e alguns modos de vibração deste sistema foram alvos do estudo desenvolvido.

Observou-se que todas as configurações foram capazes de reduzir consideravelmente as amplitudes de vibrações em várias faixas de frequências simultaneamente evidenciando a possibilidade de utilização prática dos ADVPMM avaliados.

A metodologia computacional proposta baseou-se no acoplamento do método de elementos finitos com as heurísticas de otimização global, algoritmos genéticos e evolução diferencial, e se mostrou bastante eficiente na determinação dos vários parâmetros construtivos dos modelos de ADVPMM avaliados. Os parâmetros se adequaram aos limites impostos garantindo-se assim que a relação de massas dos ADVPMM em relação à estrutura primária não fosse maior que 15% garantindo assim uma boa aplicabilidade dos ADVPMM propostos.

Com base nas observações realizadas e os resultados obtidos, podem-se citar as

seguintes conclusões específicas:

- De acordo com os resultados obtidos no domínio da frequência, percebe-se que a banda de supressão para as frequências correspondentes ao segundo e terceiro modo de vibração (frequências mais altas) foi maior do que a banda de supressão no primeiro modo, Fato atribuível às relações de massa pequenas obtidas e à ausência de amortecimento considerável no sistema;
- A análise no domínio do tempo realizada ilustrou o aparecimento do fenômeno de batimentos na frequência de 6,11 Hz, correspondente ao primeiro modo de vibração, conferindo assim, a presença de uma banda de supressão estreita. Porém, percebe-se que efetivamente a amplitude de vibração máxima foi reduzida e permanece constante ao longo do tempo.
- A metodologia mostrou-se capaz de fornecer projetos eficientes no tocante à atenuação de amplitudes vibratórias, mas em termos do tempo de execução do programa, o procedimento mostrou-se consideravelmente lento. Fato atribuído à modelagem numérica pelo MEF e o uso de heurísticas de otimização global. O custo computacional é alto comparado com os métodos de otimização clássica, fato que pode ser justificado devido ao alto número de variáveis de otimização envolvidas;
- O estudo de soluções alternativas através do cálculo da redução da resposta em decibéis permitiu conferir que o problema em estudo trata-se de um problema multimodal devido a que com diferentes valores dos parâmetros de influência dos métodos de otimização conseguiram-se determinar soluções ótimas, porém, aquelas obtidas com maior número de iterações forneceram maior atenuação.
- O método de algoritmos genéticos, em geral, forneceu resultados com menor número de iterações do que com o método de evolução diferencial.
- Os ADVPMs resultantes são de construção relativamente fácil e de baixo custo o que vislumbra a possibilidade de utilização práticas dos modelos propostos;

São sugeridos a seguir alguns tópicos que servirão como possíveis propostas de continuidade à pesquisa realizada nesta dissertação:

- Com o intuito de adequar os modelos às condições reais e reduzir o tempo de processamento, recomenda-se realizar modelagens com elementos estruturais mais complexos e desenvolver rotinas de otimização da malha do MEF;
- Desenvolver novas funções objetivo visando diminuir o tempo de processamento e um aumento da banda de supressão;
- Inclusão de amortecimento nos ADVPM, por exemplo, a adição de material viscoelástico, cujo efeito tenderia a reduzir as amplitudes de vibração nas vizinhanças da frequência sintonizada além de possibilitar o aumento da banda de supressão;
- Associar à metodologia proposta um estudo do desempenho do ADVPM através da propagação de incertezas geométricas no modelo objetivando a concepção de configurações que admitam imprecisões e tolerâncias de fabricação;
- Finalmente, considera-se importante que a metodologia proposta seja implementada na prática com a realização de testes experimentais com o objetivo de avaliar os resultados obtidos neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACAR, M. A; YILMAZ, C. *Design of an adaptative-passive dynamic vibration absorber composed of a string-mass system equipped with negative stiffness tension adjusting mechanism*. Journal of Sound and Vibration. v.332, p.231-245, 2012.
- AZOULAY, M; VEPRİK, A; BABITSKY, V; HALLIWELL, N. *Distributed absorber for noise and vibration control*. Shock and Vibration, v.18, p.181-219, 2011.
- BAVASTRI, C. A. *Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos*. 1997. 177 f. Dissertação de doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina. SC.
- BORGES, M. *Proposição, Avaliação Numérica e Experimental de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações Multimodal*. 2009. 80 f. Dissertação de mestrado. Universidade federal de Uberlândia. MG.
- BROCK, J. E. *A note on the Damped Vibration Absorber*. Trans. A.S.M.E, A284, 1946.
- CAVACECE, M; VITA, L. *Optimal Cantilaver Dynamic Vibration Absorbers by Timoshenko Beam Theory*. Shock and Vibration, v.11, p.199-207, 2002.
- CHEN, YH; HUANG, YH. *Timoshenko Beam with Tuned Mass Dampers and its Design Curves*. Journal of Sound and Vibration, v.278, p.873-888, 2004.
- CUNHA JR, S. S. *Estudo teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações*. 1999. 144 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.
- CUNHA Jr, S. S; RADE, D. A. *A Model Updating-Based Method for the Optimum Design of Beamlike Dynamic Vibration Absorbers*. 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering – COBEM'99, Águas de Lindóia, SP. 1999.
- CUNHA Jr, S. S; RADE, D. A. *Utilização de Múltiplos Absorvedores Dinâmicos de Vibração*. IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, CIDIM'99, Santiago, Chile. 1999a.

- DAYOU, J. *Fixed-points theory for global vibration control using vibration neutralizer*. Journal of Sound and Vibration. v.292, p.765-776, 2006.
- DEN HARTOG, J. P. *Mechanical Vibrations*. 4th edition. McGraw-Hill, NY. 1956.
- DIMARAGONAS, A. *Vibration for Engineers*. 2nd edition, Prentice Hall. 1996.
- FARSHIDIANFAR, A; SOHEILI, S. *Ant colony optimization of tuned mass dampers for earthquake oscillations of high-rise structures including soil-structure interaction*. Soil Dynamics and Earthquake Engineering. v.51, p.14-22, 2013.
- FRAHM, H., 1911, *Device for Damping Vibration of Bodies*, US Patent. No. 989958.
- HARRIS, A. F. *Multi-Degree of Freedom Passive and Active Vibration Absorbers for the Control of Structural Vibration*. 2003. 144f. Dissertação de Mestrado, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
- IGUSA, T; XU, K. *Vibration Control Using Multiple Tuned Mass Dampers*. Journal of Sound and Vibration, v.175, no.4, p.491-503, 1994.
- JACQUOT, R. G. *Optimal Dynamic Vibration Absorbers for General Beam Systems*. Journal of Sound and Vibration, v.60, no.4, p.535-542, 1978.
- JALILI, N; FALLAHI, B. *Design and Dynamic Analysis of an Adjustable Inertia Absorber for Semiactive Structural Vibration Attenuation*. Journal of Engineering Mechanics. v.128, p.1342-1348, 2002.
- LARA, L. A. *Controle de Vibrações em Vigas Metálicas com Distintas Configurações de Apoio Utilizando Amortecedores de Massa Sintonizados*. 2007. 156 p. Dissertação de Mestrado em Estruturas e Construção Civil, Universidade de Brasília, Brasília, DF.
- LINDEN, R. *Algoritmos Genéticos: uma importante ferramenta da inteligência computacional*. Rio de Janeiro: Brasport, 2006. 346 p. ISBN 85-7452-265-1
- MEDEIROS, J. B. *Estudo Analítico e Experimental do Comportamento Vibratório de Vigas Acopladas a Sistemas Discretos*. 1999. 72 f. Dissertação de Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica, Universidade federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ.
- MOHEBBI, M; SHAKERI, K; GHANBARPOUR, Y; MAJZOUB, H. *Designing optimal multiple tuned mass dampers using genetic algorithms (GAs) for mitigating the seismic response of structures*. Journal of Vibration and Control, v.19, no.4, p.605-625, 2012.
- MUHAMMAD, N. S; ARFIADI, Y. *Optimum Design of Absorber for MDOF Structures*. Journal of Structural Engineering, v.124, p.1272-1280, 1998.

- OLGAC, N; ELMALI, H; HOSEK, M. *The Centrifugal Delayed Resonator as a Tunable Torsional Vibration Absorber for Multi-Degree-of-Freedom Systems*. Journal of Vibration and Control, v.5, p.299-322. 1999.
- OLGAC, N; HOLM-HANSEN, B. *Tunable Active Vibration Absorber: The Delayed Resonator*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, v.117, p.513-519. 1995.
- ORMONDROYD, J; DEN HARTOG, J. P. *The Theory of Dynamic Vibration Absorber*, ASME Journal of Applied Mechanics, v.49, p.A9-A22, 1928.
- ÖZGÜVEN, H. N; ÇANDIR, B. *Suppressing the First and Second Resonances of Beams by Dynamic Vibration Absorbers*. Journal of Sound and Vibration, v.111, no.3, p.377-390, 1986.
- RANDALL, S. E; HALSTED, D. M; TAYLOR, D. L. *Optimum Vibration Absorbers for Linear Damped System*. Transactions of the ASME, v.103, p.908-913. 1981.
- RAO, S. S. *Vibrações Mecânicas*. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009. 420 p. ISBN 978-85-7605-200-5. Revisor Técnico José Juliano de Lima Junior.
- SAMALI, B; AL-DAWOD, M. *Performance of a Five-Storey Benchmark Model using an Active Tuned Mass Damper and a Fuzzy Controller*. Engineering Structures, v.25, p.1597-1610. 2003.
- SILVA, C. T. *Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos Usando Algoritmos Genéticos*. 2005. 155 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia da Manufatura, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- SNOWDON, J. C; WOLFE, A. A; KERLIN; R. L. *The Cruciform Dynamic Vibration Absorber*. Journal of Acoustical Society of America, v.75, no.6, p. 1792-1799, 1984.
- STORN, R.; PRICE, K.; *Differential Evolution – A Simple and Efficient Heuristic for Global Optimization over Continuous Spaces*. Journal of Global Optimization, v.11, p.341-359, 1997.
- SUN, J. Q; JOLLY, M. R; NORRIS, M. A. *Passive, Adaptive and Active Tuned Vibration Absorbers – A Survey*. Transactions of the ASME, v.117, p.234-242, 1995.
- SUVEGES, J. M. C. *Estudo Acerca da Detecção de Danos em Estruturas via Método de Otimização*. 2014. 96 f. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG.
- SWAGATAM, D.; SUGANTHAN, P. N.; *Differential Evolution: A Survey of the State-of-the-Art*. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, v.15, no.1, p.4-31, 2011.

- TEIXEIRA, G. M. *Análise de impacto em vigas usando-se o método de integração explícita no tempo*. 2002. 142 f. Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo, São Carlos, SP.
- TING-KONG, C. *Design of an Adaptive Dynamic Vibration Absorber*. 1999. 107 p. Dissertação de Mestrado, University of Adelaide, South Australia.
- YANG, F.; SEDAGHATI, R.; ESMAILZADEH, E. *Vibration Supression Of Curved Beam-Type Structures Using Optimal Multiple Tuned Mass Dampers*. Journal of Sound and Vibration, v.20, no.6, p.859-875, 2012.
- YOUNG, D. *Theory of Dynamic Vibration Absorbers for Beams*. Proceedings of the First U.S National Congress of Applied Mechanics, p.91-96, 1952.
- ZUO, L; NAYFEH, S. A. *Minimax Optimization of Multi-Degree-of-Freedom Tuned-Mass Dampers*. Journal of Sound and Vibration, v.272, p.893-908, 2004.

Apêndice A

VIGA DE EULER-BERNOULLI

Este Apêndice apresenta um breve desenvolvimento teórico para o cálculo das frequências naturais e formas modais da estrutura primária, a fim de serem validadas com as determinadas numericamente no Capítulo 3. A determinação das formas modais da barra através da teoria de vigas de Euler-Bernoulli fornecerá a posição dos nós de vibração, com o intuito de evitar o acoplamento do ADVPMN nesses pontos de amplitude de vibração nula.

No estudo aqui apresentado serão admitidas as hipóteses da teoria elementar de vigas, são elas:

- Há uma linha que não experimenta tração ou compressão (linha neutra), a que é posicionada ao longo do eixo longitudinal da viga.
- As seções transversais perpendiculares ao eixo neutro são pequenas em comparação com o comprimento da viga e permanecerão planas antes e depois a deformação da linha neutra, portanto, as deformações devido ao esforço cortante são desprezíveis.
- O material que compõe a viga é linearmente elástico, homogêneo e isotrópico.
- As forças axiais serão desprezadas.
- σ_y e σ_z são desprezíveis quando comparados com σ_x .
- O plano xy é o plano principal.

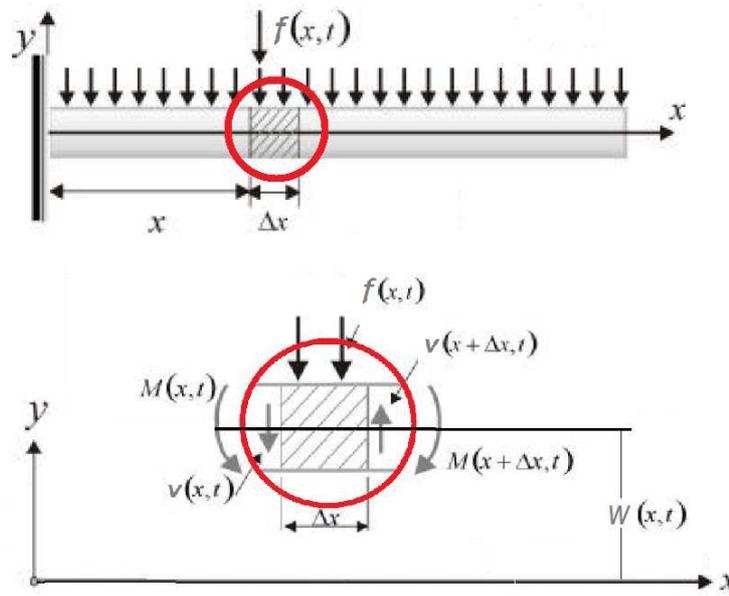


Figura A.1 – Modelo de Euler-Bernoulli para viga em balanço. Adaptado de TEIXEIRA, 2002.

Fazendo o diagrama de corpo livre do elemento de viga mostrada na Figura A.1, onde: $M(x, t)$ é o momento fletor, $V(x, t)$ é a força de cisalhamento e $f(x, t)$ a força externa por unidade de comprimento da viga, temos que a força de inercia que age sobre o elemento da viga é dado pela expressão:

$$\rho A(x) dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (\text{A.1})$$

A somatória de forças na direção y será:

$$-(V + dV) + f(x, t) + V = \rho A(x) dx \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (\text{A.2})$$

Sendo ρ a densidade de massa e $A(x)$ é a área de seção transversal da viga, logo, a equação do momento ao redor do eixo z que passa pelo ponto O será:

$$(M + dM) - (V + dV) dx + f(x, t) dx \frac{dx}{2} - M = 0 \quad (\text{A.3})$$

Escrevendo:

$$dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx \quad \text{e} \quad dM = \frac{\partial M}{\partial x} dx \quad (\text{A.4})$$

E desprezando os termos com potências de dx (pequenas deformações) podemos reescrever as Equações (A.2) e (A.3) assim:

$$-\frac{\partial V}{\partial x}(x, t) + f(x, t) = \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{\partial M}{\partial x}(x, t) - V(x, t) = 0 \quad (\text{A.6})$$

Substituindo (A.6) em (A.5):

$$-\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}(x, t) + f(x, t) = \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) \quad (\text{A.7})$$

Pela teoria elementar de flexão de vigas ou teoria de viga delgada, a relação entre o momento fletor e a deflexão pode ser expressa como:

$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x, t) \quad (\text{A.8})$$

Sendo E é o modulo de elasticidade linear (modulo de Young) e $I(x)$ o momento de inercia de área da seção transversal em relação à linha neutra. Substituindo (A.8) em (A.7) obtemos a equação de movimento para a vibração lateral forçada de uma viga não uniforme, também conhecida como equação governante da vibração transversal de vigas de Euler-Bernoulli:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}(x, t) \right] + \rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (\text{A.9})$$

Para vibração livre de uma viga uniforme a equação (A.9) reduz-se a:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = f(x, t) \quad (\text{A.10})$$

Na vibração livre $f(x, t) = 0$ a equação (A.10) torna-se:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}(x, t) + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}(x, t) = 0 \quad (\text{A.11})$$

Supondo que o movimento harmônico seja dado pela equação:

$$w(x, t) = W(x) \cos(\omega t - \theta) \quad (\text{A.12})$$

Pode-se substituir a equação (A.12) em (A.11) para obter a equação dos autovalores:

$$EI \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \right) - \rho A \omega^2 W = 0 \quad (\text{A.13})$$

Para vibração livre de uma viga uniforme torna-se:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} - \lambda^4 W = 0 \quad (\text{A.14})$$

Sendo:

$$\lambda^4 = \frac{\rho A \omega^2}{EI} \quad (\text{A.15})$$

Logo, sendo $\lambda = \lambda L$. Obtem-se:

$$\omega_n = (\lambda L)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A L^4}} \quad (\text{A.16})$$

A solução da equação (A.15) pode ser expressa como:

$$W(x) = C_1 \sinh(\lambda x) + C_2 \cosh(\lambda x) + C_3 \sin(\lambda x) + C_4 \cos(\lambda x) \quad (\text{A.17})$$

Na equação acima deve-se determinar as quatro constantes de amplitude C_1, C_2, C_3 e C_4 e o autovalor λ , dispondo das condições de contorno para viga em balanço descritas abaixo:

Deslocamento e curvatura nulos na extremidade fixa:

$$W(0) = 0 \text{ e } \frac{dW}{dx} \Big|_{x=0} = 0$$

Portanto:

$$\frac{d^2 W}{dx^2} \Big|_{x=L} = 0$$

$$\frac{d^3 W}{dx^3} \Big|_{x=L} = 0$$

Derivando a equação (A.17):

$$\frac{dW}{dx} = \lambda[C_1 \cosh(\lambda x) + C_2 \sinh(\lambda x) + C_3 \cos(\lambda x) - C_4 \sin(\lambda x)] \quad (\text{A.18})$$

$$\frac{d^2W}{dx^2} = \lambda^2[C_1 \sinh(\lambda x) + C_2 \cosh(\lambda x) - C_3 \sin(\lambda x) - C_4 \cos(\lambda x)] \quad (\text{A.19})$$

$$\frac{d^3W}{dx^3} = \lambda^3[C_1 \cosh(\lambda x) + C_2 \sinh(\lambda x) - C_3 \cos(\lambda x) - C_4 \sin(\lambda x)] \quad (\text{A.20})$$

Substituindo a equação (A.17) e as equações (A.18), (A.19) e (A.20) nas condições de contorno chega-se ao seguinte sistema:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ \lambda & 0 & \lambda & 0 \\ \lambda^2 \sinh(\lambda L) & \lambda^2 \cosh(\lambda L) & -\lambda^2 \sin(\lambda L) & -\lambda^2 \cos(\lambda L) \\ \lambda^3 \cosh(\lambda L) & \lambda^3 \sinh(\lambda L) & -\lambda^3 \cos(\lambda L) & \lambda^3 \sin(\lambda L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{A.21})$$

Com o intuito de se obter uma solução não trivial para o sistema de equações homogêneas acima, o determinante dos coeficientes deve ser nulo. Isto conduz à equação característica:

$$\cos(\lambda L) \cosh(\lambda L) + 1 = 0 \quad (\text{A.22})$$

Cujas raízes são os autovalores multiplicados pelo comprimento L . Não existe solução analítica para obter as raízes da equação característica, o que requer uma solução numérica. Os cinco primeiros valores são:

$$\lambda_1 L = 1.8751$$

$$\lambda_4 L = 10.996$$

$$\lambda_2 L = 4.6941$$

$$\lambda_3 L = 7.8548$$

Utilizando as propriedades da viga listadas na Tabela 3.1, e substituindo os valores de $\lambda_i L$ obtidos nas Equação (A.16) e (A.17) determinam-se as frequências naturais (ver Equações de A.24 até A.26) e a deflexão (W) em função do comprimento da viga mostrada na Equação (A.23) e ilustrada na Figura A.2. Pode-se conferir que os modos de vibração correspondem como os mostrados no Capítulo 3 e que a deflexão máxima na viga é localizada

na extremidade livre, ponto no qual são acoplados os ADVPM a fim de se obter maior desempenho.

$$W(x) = C_n [\text{sen}(\lambda_n x) - \text{senh}(\lambda_n x) - \alpha_n (\text{cos}(\lambda_n x) - \text{cosh}(\lambda_n x))] \quad (\text{A.23})$$

Sendo:

$$C_n = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \alpha_n = \left[\frac{\text{sen}(\lambda_n L) + \text{senh}(\lambda_n L)}{\text{cos}(\lambda_n L) + \text{cosh}(\lambda_n L)} \right]$$

$$\omega_1 = (1,8751)^2 \sqrt{\frac{2 \times 10^{11} \times 2,25 \times 10^{-7}}{7850 \times 3 \times 10^{-3} \times 2^4}} = 6,115329 \text{ Hz} \quad (\text{A.24})$$

$$\omega_2 = (4,6941)^2 \sqrt{\frac{2 \times 10^{11} \times 2,25 \times 10^{-7}}{7850 \times 3 \times 10^{-3} \times 2^4}} = 38,32442 \text{ Hz} \quad (\text{A.25})$$

$$\omega_3 = (7,8548)^2 \sqrt{\frac{2 \times 10^{11} \times 2,25 \times 10^{-7}}{7850 \times 3 \times 10^{-3} \times 2^4}} = 107,3102 \text{ Hz} \quad (\text{A.26})$$

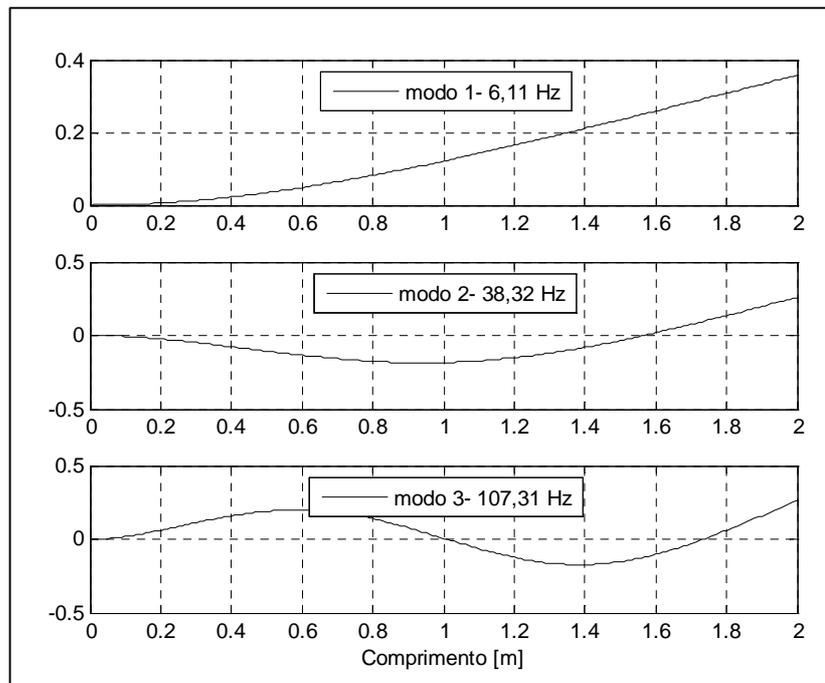


Figura A.2 – Primeiros três modos de vibração da viga. Fonte: Autoria própria.

Apêndice B

TERMINOLOGIA EM ALGORITMOS GENÉTICOS

Apresenta-se neste apêndice a transcrição da parte do trabalho desenvolvido por Silva (2005) relacionada com os termos utilizados na otimização via Algoritmos Genéticos, já discutidos no Capítulo 4.

B.1. Terminologia em Algoritmos Genéticos

- Cromossomo: segundo a biologia, genoma é o conjunto completo de genes de um organismo. Os genes, por sua vez, são agrupados formando um cromossomo. Um genoma é, portanto constituído de vários cromossomos. Em AG é feita uma analogia entre cromossomo e organismo ou indivíduo. Nesse caso um indivíduo é formado por apenas um cromossomo. Os cromossomos representam a estrutura de dados que codifica um ponto do espaço de busca e que representa uma solução em potencial para o problema de otimização.
- Gen ou Gene: na biologia, é a unidade de hereditariedade que é transmitida pelo cromossomo e que controla as características do indivíduo. Em AG um gene é uma unidade do cromossomo, ou seja, um elemento do vetor que representa o cromossomo.
- Indivíduo: Um indivíduo é um membro da população e é formado por um cromossomo e sua aptidão. Por sua vez o cromossomo é composto de genes, sendo

que cada gene possui um local fixo no cromossomo, denominado de *locus*. Cada gene pode assumir um certo valor pertencente a um conjunto de valores possíveis.

- Genótipo e Fenótipo: Na biologia, genótipo corresponde ao conjunto de cromossomos, genes e alelos. As características conferidas ao indivíduo pelo genótipo denominam-se fenótipo. Em termos de AG o genótipo é a variável de projeto x codificada e o fenótipo é o valor da função objetivo da variável x , $f(x)$, decodificado.
- Geração: cada uma das iterações executada pelo AG.
- Espaço de busca: é o conjunto, espaço ou região do espaço que compreende as soluções possíveis ou viáveis de um problema de otimização. É também caracterizado pelas funções de restrição.
- Função objetivo ou função de avaliação: é a função que se pretende otimizar. Ela traz a informação sobre o desempenho de cada possível solução representada por um indivíduo ou cromossomo. O valor da função de avaliação é muitas vezes chamado de *fitness* do indivíduo e representa a sua aptidão frente aos outros indivíduos da população.

B.2. Operadores Genéticos

B.2.1. Cruzamento

Dá-se pela seleção de dois cromossomos pais que trocam material genético entre si. Isso resulta em dois cromossomos descendentes diferentes (filhos), porém ainda carregando consigo influências dos pais. O cruzamento pode ocorrer de duas maneiras. Cruzamento uniforme e cruzamento por partições. O cruzamento uniforme consiste no emparelhamento dos cromossomos pais e cada *locus* tem 50% de chance de ser trocado, ver Figura B.1.

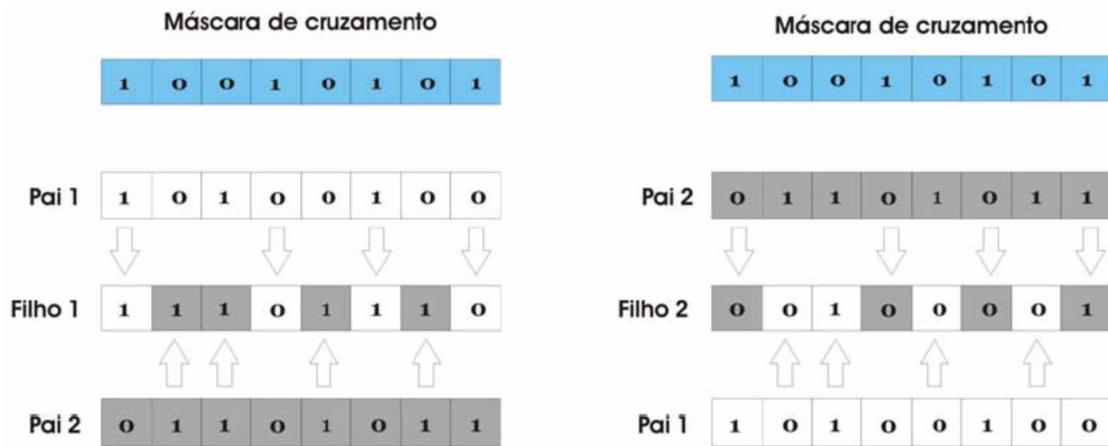


Figura B.1– Esquema do cruzamento uniforme. Fonte: Silva (2005).

O cruzamento particionado consiste na escolha aleatória de um, ou mais pontos de cruzamento. Todo o material à direita desse ponto de corte é trocado. Nas figuras B.2 e B.3 podem ser observados os esquemas de cruzamento em um e dois pontos, respectivamente, pode ocorrer também o cruzamento com mais pontos de cruzamento.

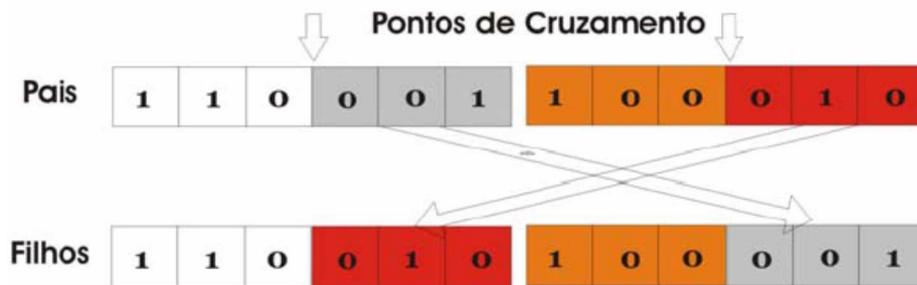


Figura B.2– Esquema do cruzamento de um ponto. Fonte: Silva (2005).

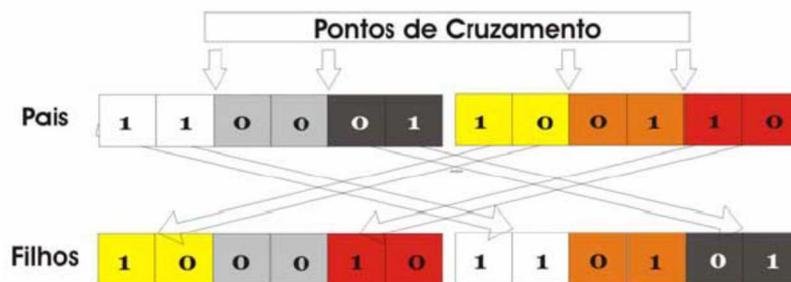


Figura B.3– Esquema do cruzamento de dois pontos. Fonte: Silva (2005).

B.2.2. Mutação

A mutação consiste em perturbações na cadeia do cromossomo que podem ocorrer aleatoriamente após o cruzamento. É a denominação dada a vários mecanismos de alteração genética, os quais têm em comum o fato de fazerem o cromossomo descendente apresentar características diferentes das dos pais. Os mecanismos de mutação empregados em AG são: a troca simples, a translocação e a inversão.

A troca simples consiste de um erro de cópia de um ou mais genes da cadeia. A inversão é uma retirada seguida de uma inserção de um pedaço da cadeia, porém na ordem inversa da que foi retirada. A translocação, ao contrário da inversão, retira uma parte do cromossomo e a recoloca em uma outra posição. Na maioria dos trabalhos desenvolvidos com AGs o mecanismo de alteração da cadeia genética é o da troca simples. Por isso o termo mutação é muitas vezes referenciado como sinônimo de troca simples.

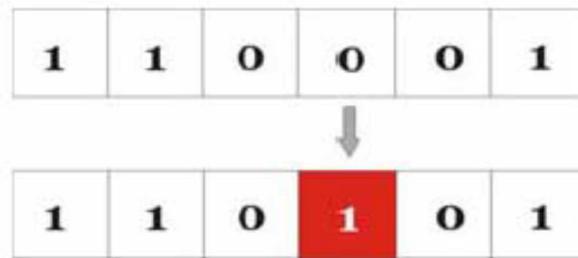


Figura B.4 – Esquema da mutação (troca simples). Fonte: Silva (2005).

B.2.3. Seleção

O objetivo da seleção é fazer com que os indivíduos mais adaptados de uma determinada geração tenham uma probabilidade maior de participarem do processo de formação da próxima geração. O processo de seleção se baseia nas aptidões de cada indivíduo que são representadas pelos valores da função objetivo para cada um deles.

- Método da roleta: Esse é um método largamente empregado. Cada indivíduo da população é representado de forma proporcional ao seu valor de aptidão. Dessa forma, um indivíduo com um valor de aptidão alto recebe uma fatia maior em uma roleta, enquanto que um indivíduo de menor aptidão recebe uma fatia menor. A roleta é então rodada, tantas vezes quantos forem o número de indivíduos da

população, escolhendo os que darão origem à nova geração. Uma desvantagem desse método é reduzir a variabilidade das gerações futuras, podendo gerar uma população com várias cópias de um indivíduo muito apto. Isso pode levar o método a uma convergência prematura para um ótimo local. Uma forma de reduzir esse efeito é não utilizar a magnitude da aptidão, mas sim a posição do indivíduo no *ranking* de aptidões. Desse modo, mantendo-se a população ranqueada por valores decrescentes de aptidão, a probabilidade do indivíduo mais apto ser selecionado é maior, mas os demais indivíduos possuem também boas chances de participar do processo de formação da nova geração, quando comparadas com o método anterior.

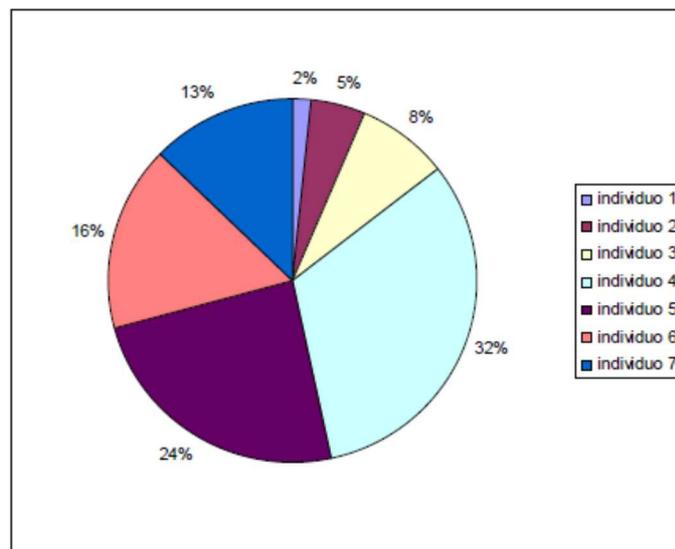


Figura B.5 – Exemplo de método da roleta. Fonte: Silva (2005).