

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR *Lucas Ward Franco*
de Camargo..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM *29/03/2010*
Katia Lucchese Cavalco
ORIENTADOR

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

Lucas Ward Franco de Camargo

Ajuste de parâmetros para desalinhamento e empenamento aplicado à modelagem de rotores

Campinas, 2010.

Lucas Ward Franco de Camargo

Ajuste de parâmetros para desalinhamento e empenamento aplicado à modelagem de rotores

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

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Orientador: Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca

Co-Orientador: Helio Fiori de Castro

Campinas

2010

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

C14a Camargo, Lucas Ward Franco de
Ajuste de parâmetros para desalinhamento e empenamento aplicado à modelagem de rotores / Lucas Ward Franco de Camargo. -- Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientadores: Katia Lucchesi Cavalca, Helio Fiori de Castro.

Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Rotores - Dinâmica. 2. Localização de falhas (Engenharia). 3. Algoritmos genéticos. 4. Acoplamentos. I. Cavalca, Katia Lucchesi. II. Castro, Helio Fiori. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Título em Inglês: Identification of misalignment and bow parameters in rotating machinery models

Palavras-chave em Inglês: Rotordynamics, Failure identification, Genetic algorithms, Couplings

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Alberto Luiz Serpa, Domingos Alves Rade

Data da defesa: 29/03/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

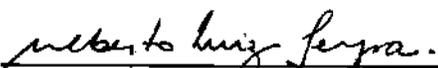
Ajuste de parâmetros para desalinhamento e empenamento aplicado à modelagem de rotores

Autor: Lucas Ward Franco de Camargo
Orientador: Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca
Co-orientador: Dr. Hélio Fiori de Castro

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca, Presidente
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Alberto Luiz Serpa
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Domingos Alves Rade
Universidade Federal de Uberlândia – UFU/FEMEC

Campinas, 29 de março de 2010

Dedico este trabalho aos meus queridos pais, namorada, irmão e amigos.

Agradecimentos

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

Aos meus pais Cesar e Marina, pelo exemplo, pelo apoio e incentivo em todos os momentos da minha vida.

A minha namorada Gisele, que participou, me ajudou e comemorou comigo todas as minhas vitórias, mesmo que tivéssemos que ficar por vários dias distantes.

Ao meu irmão Leon, que está iniciando sua vida acadêmica, pela torcida e pelos momentos de descontração.

A minha orientadora Professora Katia, que me orientou desde o período de Iniciação Científica, sempre me apontou os caminhos a serem seguidos e conseguiu extrair todo o meu potencial. Ao meu coorientador Hélio, pela presença constante para esclarecimentos e discussões sobre minhas dúvidas.

A todos os colegas do LAMAR, Pedro, Felipe, Gregory, Diogo, Tiago, Ricardo, Robert, Denise, Fábio, pelos momentos de descontração, pela constante troca de conhecimento e incentivo nos momentos críticos.

A todos meus companheiros durante a graduação e pós-graduação, em especial Gustavo, Pedro, Rogério, Leonardo, Iberê e Carina, pelos laços de amizade que construímos para a vida.

A todos os professores, colegas e funcionários da faculdade, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

À FAPESP pelo apoio financeiro prestado a esse trabalho e ao de Iniciação Científica.

A Deus, por toda a iluminação e proteção.

“Todo esforço será recompensado...”
Provérbio citado por meu pai nos constantes momentos de incentivo

Resumo

O estudo de máquinas rotativas ocupa uma posição destacada no contexto de máquinas e estruturas devido à quantidade significativa de fenômenos que podem ocorrer durante a operação desses equipamentos. Este trabalho é focado no estudo de sistemas rotativos sustentados por mancais hidrodinâmicos (com ou sem um acoplamento conectando o eixo movido ao eixo motriz) e, principalmente, na análise das falhas que podem mais comumente ocorrer nesses sistemas (desbalanceamento, empenamento e desalinhamento). A análise é estendida para o caso de múltiplas falhas, visto que essa é uma condição comum em sistemas rotativos. O alinhamento e o balanceamento perfeitos da máquina não podem ser obtidos em aplicações reais e, portanto, forças de excitação são geradas nesses sistemas, as quais afetam significativamente a operação das máquinas. Dessa forma, a influência do desbalanceamento, empenamento e desalinhamento nas amplitudes de vibração constituem uma importante consideração, especialmente o efeito dos componentes harmônicos que podem surgir em uma máquina desalinhada. Para representar matematicamente o sistema, um modelo de elementos finitos é utilizado e a análise é realizada no domínio da frequência. O acoplamento também é modelado como um elemento finito e as forças de desalinhamento, desbalanceamento e empenamento são incluídas no modelo de falhas. Com a adição de um nível de ruído aos sinais simulados, um possível sinal experimental é obtido e, com o objetivo de identificar os parâmetros de falha considerados desconhecidos, um algoritmo genético multiobjetivo é proposto. A análise individual de cada função objetivo (erro entre sinal simulado e sinal ajustado) permite que seja possível identificar um conjunto de soluções ótimas para o problema e, assim, identificar os parâmetros de falhas.

Palavras Chave: Dinâmica de Rotores; Identificação de falhas; Desbalanceamento; Desalinhamento; Empenamento; Algoritmos Genéticos Multiobjetivo.

Abstract

The study of rotating machinery occupies an outstanding position in the study of machinery and structures due to the significant amount of phenomena that occur in the operation of these equipments. This work is focused on the study of rotating systems supported by hydrodynamic bearings (with or without a flexible coupling connecting the driving motor and the driven shaft), mainly considering faults that can commonly occur in these systems (misalignment, bow and unbalance) as the presence of multiple faults in a real machine is a common situation. The perfect balance and alignment of the machine cannot be achieved in practical applications. Consequently excitation forces are generated at these systems, which significantly affect the operation of the machines. In this way, the influence of the unbalance, bow and misalignment on the vibration amplitude is an important consideration, specially the effect of the harmonic components that can rise when a machine is misaligned. To mathematically represent the system, a finite element model is used and the analysis is held in the frequency domain. The coupling is also modeled as a finite element and the misalignment, bow and unbalance forces are included in the fault model. Noise is added to the simulated results to build a possible experimental result and, in order to identify the fault unknown parameters, the multi-objective genetic algorithm is proposed. The individual analysis of each objective function (difference between simulated and adjusted results) allows the identification of an optimal set of solutions resulting in the identification the fault parameters.

Key Words: Rotordynamics; Failure identification; Unbalance; Misalignment; Bow; Multi-Objective Genetic Algorithms.

Lista de Ilustrações

Figura 3.1 – Esquema básico de sistema rotativo e sistema de referência (Nelson e McVaugh, 1976).....	30
Figura 3.2– Modelo de elementos finitos para cada elemento e suas coordenadas. (a) Elemento de disco; (b) Elemento de viga (Castro, 2007).....	33
Figura 3.3 – Representação de um mancal hidrodinâmico.....	36
Figura 3.4– Modelo para o filme de fluido nos mancais (Machado e Cavalca, 2009).....	37
Figura 3.5– Modelo para acoplamento rígido entre os nós i e j e respectivos GDL.	39
Figura 3.6– Modelo físico de acoplamento flexível de Nelson e Crandall (Tapia, 2003).....	41
Figura 3.7– Arranjo das matrizes elementares na matriz global (Castro, 2007).	44
Figura 4.1 – Representação do desbalanceamento segundo o referencial adotado.....	53
Figura 4.2 – Eixo empenado.....	57
Figura 4.3 – Representação acoplamento e do desalinhamento entre eixos. (a) paralelo; (b) angular. Baseado em Xu e Marangoni (1994).....	62
Figura 4.4 – Sistema de coordenadas dos nós do acoplamento.(a) Desalinhamento paralelo (Gibbons, 1976); (b) Desalinhamento angular (Sekhar e Prabhu, 1995).	64
Figura 5.1– Conceito de Otimalidade de Pareto (Fleming e Purshouse, 2002).....	69
Figura 5.2 – Representação de um indivíduo com 5 variáveis: a) Genótipo; b) Fenótipo.	73
Figura 5.3 – Exemplo de representação genotípica para um indivíduo neste trabalho, com todas as variáveis representadas por seis bits.	74
Figura 5.4 – Exemplo de torneio binário (adaptado de Lacerda, 2009).	77
Figura 5.5 – Operação de Recombinação. (a) um ponto de corte; (b) dois pontos de corte.....	78
Figura 5.6 – Operação de Mutação. O quarto bit sofre mutação e um novo indivíduo é criado. Adaptado de Camargo (2009).....	79
Figura 5.7 – Esquema de atribuição de <i>fitness</i> do SPEA (Deb, 2001).	86
Figura 5.8 – Algoritmo de agrupamento para reduzir o número de soluções da população externa do SPEA (Deb, 2001).	88

Figura 5.9 – Ajuste do modelo com algoritmos genéticos (Camargo, 2008).....	90
Figura 6.1 – Modelo 1 – Sistema Rotor-Mancais e dimensões em milímetros.....	95
Figura 6.2 – Modelo de Elementos Finitos utilizado no Modelo 1.....	95
Figura 6.3 – Valores dos coeficientes dinâmicos de rigidez para o Modelo 1.....	96
Figura 6.4 – Valores dos coeficientes dinâmicos de amortecimento para o Modelo 1.....	97
Figura 6.5 – Amplitude da resposta em frequência para a Simulação 01. GDL horizontal (preto), GDL vertical (vermelho).....	99
Figura 6.6 – Simulação 01 – Resposta em frequência devido ao desbalanceamento (GDL horizontal).....	100
Figura 6.7 – Simulação 01 –Resposta em frequência devido ao desbalanceamento (GDL vertical).	100
Figura 6.8 – Influência da amplitude de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1(GDL horizontal).....	101
Figura 6.9 – Influência da amplitude de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL vertical).....	102
Figura 6.10 – Influência da fase de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL horizontal).....	103
Figura 6.11 – Influência da fase de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL horizontal).....	104
Figura 6.12 – Influência da posição de desbalanceamento horizontal na resposta em frequência do Mancal #1(GDL vertical).....	105
Figura 6.13 – Influência da posição de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1(GDL vertical).....	106
Figura 6.14 – Influência da posição de desbalanceamento (disco rígido) na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL horizontal).....	107
Figura 6.15 – Influência da posição de desbalanceamento (disco rígido) na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL vertical).....	107
Figura 6.16 – Dados do empenamento para 270°. (a) Curva ajustada para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.....	109

Figura 6.17 – Simulação 02 –Resposta em frequência devida ao desbalanceamento e empenamento (GDL horizontal).....	110
Figura 6.18 – Simulação 02 –Resposta em frequência devida ao desbalanceamento e empenamento (GDL vertical).....	110
Figura 6.19 – Amplitudes de resposta com empenamento oposto ao desbalanceamento para várias quantidades de empenamento. (a) Plano central; (b) Mancal. (Meagher et al., 2008).	112
Figura 6.20 – Amplitudes de resposta no nó central com empenamento oposto ao desbalanceamento para várias quantidades de empenamento.	112
Figura 6.21 – Amplitudes de resposta no Mancal #1 com empenamento oposto ao desbalanceamento para várias quantidades de empenamento.	113
Figura 6.22 – Simulação 2 – Influência da amplitude de empenamento nas respostas em frequência (GDL horizontal).	114
Figura 6.23 – Simulação 2 – Influência da amplitude de empenamento nas respostas em frequência (GDL vertical).	114
Figura 6.24 – Dados do empenamento para 0°. (a) Curva ajustada para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.	115
Figura 6.25 – Comparação entre as respostas em frequência de um eixo não empenado com um empenado a 0° (GDL Horizontal).	116
Figura 6.26 – Comparação entre as respostas em frequência de um eixo não empenado com um empenado a 0° (GDL Vertical).....	117
Figura 6.27 – Dados do empenamento no nó 10 para 270°. (a) Retas ajustadas para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.	118
Figura 6.28 – Comparação da amplitude de empenamento nas respostas em frequência com ajuste do vetor empenamento por parábola ou retas (GDL horizontal).....	118
Figura 6.29 – Comparação da amplitude de empenamento nas respostas em frequência com ajuste do vetor empenamento por parábola ou retas (GDL vertical).	119
Figura 6.30 – Dados do empenamento no nó 5 para 270°. (a) Retas ajustadas para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.	120

Figura 6.31– Influência da posição do ponto máximo do empenamento nas respostas em frequência do Mancal #1 (GDL vertical).	120
Figura 6.32 – Influência da posição do ponto máximo do empenamento nas respostas em frequência do Mancal #2 (GDL vertical).	121
Figura 6.33 – Sistema rotor-acoplamento-mancais (adaptado de Sekhar, 1995).	122
Figura 6.34 – Resposta ao desalinhamento no Disco #1. (a) e (b) Desalinhamento Paralelo, (c) e (d) Desalinhamento Angular. – Sem desalinhamento, -- Com desalinhamento. (Sekhar e Prabhu, 1995)	125
Figura 6.35 – Modelo de Elementos Finitos utilizado no Modelo 2.	125
Figura 6.36 – Acoplamento rígido – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento paralelo no Disco #1.	127
Figura 6.37 – Acoplamento rígido – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento angular no Disco #1.	127
Figura 6.38 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento paralelo no Disco #1, considerando que ambas as falhas atuam na primeira e segunda harmônicas.	129
Figura 6.39 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento angular no Disco #1, considerando que ambas as falhas atuam na primeira e segunda harmônicas.	130
Figura 6.40 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento paralelo no Disco #1, considerando que o desbalanceamento atua somente na primeira harmônica.	131
Figura 6.41 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento angular no Disco #1, considerando que o desbalanceamento atua somente na primeira harmônica.	132
Figura 6.42 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.	133
Figura 6.43 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal.	133
Figura 6.44 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.	134
Figura 6.45 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.	134
Figura 6.46 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.	135
Figura 6.47 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.	136

Figura 6.48 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Vertical. ...	136
Figura 6.49 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical.....	137
Figura 7.1 – Vetor do genótipo para um indivíduo do Ajuste 1.....	143
Figura 7.2 – Ajuste 1 – Solução A – Comparação entre resultados simulados e ajustados. GDL Horizontal.....	145
Figura 7.3 – Ajuste 1 – Solução A – Comparação entre resultados simulados e ajustados. GDL Vertical.....	146
Figura 7.4 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #1, GDL Horizontal.....	149
Figura 7.5 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #1, GDL Vertical.....	150
Figura 7.6 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal.....	150
Figura 7.7 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical.....	151
Figura 7.8 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal.....	155
Figura 7.9 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical.....	156
Figura 7.10 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal.....	156
Figura 7.11 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Vertical.....	157
Figura 7.12 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal, primeira harmônica.....	159
Figura 7.13 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical, primeira harmônica.....	161
Figura 7.14 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal, segunda harmônica.....	161

Figura 7.15 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical, segunda harmônica.	162
Figura 7.16 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, primeira harmônica.	162
Figura 7.17 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Vertical, primeira harmônica.....	163
Figura 7.18 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, segunda harmônica.....	163
Figura 7.19 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Vertical, segunda harmônica.	164
Figura 7.20 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal, primeira harmônica	166
Figura 7.21 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical, primeira harmônica.....	168
Figura 7.22 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal, segunda harmônica.....	168
Figura 7.23 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical, segunda harmônica.	169
Figura 7.24 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, primeira harmônica.	169
Figura 7.25 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Vertical, primeira harmônica.....	170
Figura 7.26– Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, segunda harmônica.....	170
Figura 7.27 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Vertical, segunda harmônica.	171
Figura A.1 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.	194
Figura A.2 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal..	194
Figura A.3 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.	195
Figura A.4 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.....	195

Figura A.5 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.	196
Figura A.6 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal..	196
Figura A.7 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.	197
Figura A.8 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.	197
Figura A.9 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.	198
Figura A.10 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal.	198
Figura A.11 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical. ..	199
Figura A.12 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical. ...	199
Figura A.13 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.	200
Figura A.14 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.	200
Figura A.15 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.	201
Figura A.16 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical. ...	201
Figura A.17 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.	202
Figura A.18 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.	202
Figura A.19 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Vertical. ..	203
Figura A.20 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical. ...	203
Figura A.21 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.	204
Figura A.22 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.	204
Figura A.23 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Vertical. ..	205
Figura A.24 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical. ...	205
Figura B.1 – Modelo 1 – Comparação entre as respostas em amplitude simuladas do Ajuste 1 antes e após o balanceamento (Mancal #1).	208
Figura B.2 – Modelo 2 – Comparação entre as respostas em amplitude simuladas do Ajuste 3 antes e após o balanceamento (Mancal #2).	210
Figura B.3 – Modelo 2 – Comparação entre as respostas em amplitude simuladas do Ajuste 3 antes e após o balanceamento (Mancal #3).	211

Figura C.1 – Sistema de Coordenadas.....	213
Figura C.2 – Perturbação em Torno da Posição de Equilíbrio. (a) Pequena perturbação na posição; (b) Pequena perturbação na velocidade.....	215

Lista de Tabelas

Tabela 6. 1 – Valores dos parâmetros de desbalanceamento para a Simulação 1.....	98
Tabela 6. 2 – Valores de amplitude da resposta para cada amplitude de desbalanceamento.....	102
Tabela 6. 3 – Valores dos parâmetros de empenamento e desbalanceamento para a Simulação 2.	108
Tabela 6. 4 – Valores de desalinhamento paralelo e angular baseados em Sekhar e Prabhu (1995).	123
Tabela 6. 5 – Coeficientes dinâmicos constantes dos mancais do Modelo 2.....	123
Tabela 6. 6 – Valores dos parâmetros de desbalanceamento para o Modelo 2.....	126
Tabela 6. 7 – Propriedades do modelo Nelson e Crandall de acoplamento flexível.....	128
Tabela 7. 1 – Dados dos procedimentos de ajuste.....	139
Tabela 7. 2 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 1.....	141
Tabela 7. 3 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 1.....	142
Tabela 7. 4 – Resultados do Ajuste 1 – Desbalanceamento.....	144
Tabela 7. 5 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 2.....	147
Tabela 7. 6 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 2.....	147
Tabela 7. 7 – Resultados do Ajuste 2 – Desbalanceamento e empenamento.....	148
Tabela 7. 8 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 3.....	153
Tabela 7. 9 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 3.....	153
Tabela 7. 10 – Resultados do Ajuste 3 – Desbalanceamento.....	154
Tabela 7.11 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 4.....	158
Tabela 7. 12 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 4.....	158
Tabela 7. 13 – Resultados do Ajuste 4 – Desbalanceamento e desalinhamento angular.....	160
Tabela 7. 14 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 5.....	165
Tabela 7. 15 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 3.....	165
Tabela 7. 16 – Resultados do Ajuste 5 – Desbalanceamento e desalinhamento paralelo.....	167

Tabela B.1 – Dados do desbalanceamento original e o utilizado no balanceamento do Modelo 1.	207
Tabela B.2 – Amplitude máxima das respostas antes e após o balanceamento do Modelo 1.....	207
Tabela B.3 – Dados do desbalanceamento original e o utilizado no balanceamento do Modelo 2.	209
Tabela B.4 – Amplitude máxima das respostas antes e após o balanceamento do Modelo 2.....	209

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

c	Coeficiente de amortecimento	[N.s/m]
d₁₂	Distância entre dois grupos do algoritmo de Cluster do SPEA	
{f}	Forças externas	[N]
k	Coeficiente de rigidez	[N/m]
m_d	Massa do disco rígido	[kg]
{q_i}	Vetor de coordenadas generalizadas	[m]
t	Tempo	[s]
u	Deslocamento na direção horizontal	[m]
v	Deslocamento na direção vertical	[m]
A	Área	[m ²]
C_{MANCAL}	Folga radial do mancal	[μm]
Dif_{FASE}	Diferença de fase entre as respostas simuladas e ajustadas	[rad]
I	Inércia de área	[kg.m ²]
I_P	Inércia polar	[m ⁴]
E	Módulo de Young	[Pa]
F_{AMPLITUDE}	Função objetivo relativa à amplitude da resposta	
F_{FASE}	Função objetivo relativa à fase da resposta	
F_{X1}	Força gerada pelo desalinhamento na direção X1	[N]
F_{Y1}	Força gerada pelo desalinhamento na direção Y1	[N]
F_{Z1}	Força gerada pelo desalinhamento na direção Z1	[N]
F_{X2}	Força gerada pelo desalinhamento na direção X2	[N]
F_{Y2}	Força gerada pelo desalinhamento na direção Y2	[N]
F_{Z2}	Força gerada pelo desalinhamento na direção Z2	[N]

F	<i>Fitness</i> (medida de desempenho dos indivíduos do GA)	
$\{\bar{F}\}$	Amplitude da força	[N]
$\{\mathbf{F}_q\}$	Força generalizada	[N]
K_a	Rigidez axial do acoplamento (parte linear)	[N/m]
K_A	Rigidez axial do acoplamento (parte não linear)	[N/m]
K_b	Rigidez de flexão do acoplamento por diafragma	[N/m]
L	Comprimento do elemento	[m]
\mathbf{M}_{X1}	Momento gerado pelo desalinhamento na direção X1	[N.m]
\mathbf{M}_{Y1}	Momento gerado pelo desalinhamento na direção Y1	[N.m]
\mathbf{M}_{Z1}	Momento gerado pelo desalinhamento na direção Z1	[N.m]
\mathbf{M}_{X2}	Momento gerado pelo desalinhamento na direção X2	[N.m]
\mathbf{M}_{Y2}	Momento gerado pelo desalinhamento na direção Y2	[N.m]
\mathbf{M}_{Z2}	Momento gerado pelo desalinhamento na direção Z2	[N.m]
N	Tamanho da população corrente do SPEA	
\bar{N}	Tamanho máximo da população externa do SPEA	
N_{GER}	Número total de gerações do SPEA	
N_{POP}	Tamanho da população do SPEA	
N_{POP_EXT}	Tamanho da população externa do SPEA	
N_p	Número de pontos de frequência utilizados na simulação	
O_{xyz}	Centro do referencial rotativo <i>xyz</i>	
O_{XYZ}	Centro do referencial inercial <i>XYZ</i>	
Pc	Probabilidade de <i>crossover</i> no SPEA	

P_M	Probabilidade de mutação no SPEA	
$P_{\%M}$	Porcentagem dos bits de um indivíduo que são afetados pela mutação	
P_o	População corrente do algoritmo genético	
\bar{P}_o	População externa do algoritmo genético	
$\{\bar{Q}\}$	Amplitude da resposta	[m]
R	Raio do elemento de viga cilíndrico	[m]
S	<i>Strenght</i> (medida de desempenho dos indivíduos do SPEA)	
T_Q	Torque transmitido	[N.m]
$V_{MÁXIMO}$	Valor máximo do parâmetro de falha	
$V_{MÍNIMO}$	Valor mínimo do parâmetro de falha	
$V_{VARIÁVEL}$	Valor do parâmetro de falha encontrado pelo GA	
X_3	Distância entre as linhas de centro de cada metade do acoplamento (centro de articulação)	[m]
XYZ	Sistema referencial inercial	
[C]	Matriz de amortecimento	[N.s/m]
[G]	Matriz giroscópica	[N.s/m]
[K]	Matriz de rigidez	[N/m]
[M_T]	Matriz de massa	[kg]
[M_R]	Matriz de inércia	[kg]

.....

Letras Gregas

α	Ângulo de rotação em relação ao eixo Y	[rad]
β	Ângulo de rotação em relação ao eixo Z	[rad]
β_k	Coefficiente de proporcionalidade entre	[rad]

amortecimento e rigidez

ϵ	Excentricidade da massa desbalanceado	[m]
ϕ_1	Ângulo de desalinhamento	[rad]
ϕ_2	Ângulo de desalinhamento	[rad]
θ_{UNB}	Ângulo inicial do desbalanceamento em relação	[rad]
ao referencial inercial XYZ		
θ_1	Ângulo de desalinhamento	[rad]
θ_2	Ângulo de desalinhamento	[rad]
ρ	Densidade do elemento	[kg / m ³]
ω	Velocidade de rotação	[rad/s]
φ	Ângulo de fase da resposta	[rad]
Ω	Velocidade de rotação do eixo	[rad/s]

.....

Superescritos

a	Relativo ao acoplamento
e	Relativo ao elemento finito
B	Matriz do elemento de viga
D	Matriz do elemento de disco
E	Matriz do elemento de viga

.....

Subscritos

1x	Relativo à primeira harmônica
2x	Relativo à segunda harmônica
e	Elementar
i	Relativo ao nó i

j	Relativo ao nó j
BOW	Relativo ao empenamento
DESAL	Relativo ao desalinhamento
R	Rotacional
T	Translacional
UNB	Relativo ao desbalanceamento

.....

Abreviações

GA	Algoritmo Genético, do inglês <i>Genetic Algorithm</i>
GDL	Grau de liberdade
MOEA	Multi-Objective Evolutionary Algorithm
MOGA	Multi-Objective Genetic Algorithm
SPEA	Strength Pareto Evolutionary Algorithm

Siglas

DPM	Departamento de Projeto Mecânico
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica
LAMAR	Laboratório de Máquinas Rotativas
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas

.....

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivos e Contribuições do Trabalho	2
1.2	Descrição do Trabalho.....	3
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	5
2.1	Identificação de falhas em máquinas rotativas	5
2.1.1	Modelos de falha devido ao desbalanceamento	6
2.1.2	Modelos de falha devido ao empenamento do eixo	8
2.1.3	Modelos de falha devida ao desalinhamento do acoplamento	11
2.2	Modelos de múltiplas falhas.....	16
2.3	Ajuste de Parâmetros em Sistemas Rotativos	20
2.4	Problemas de Otimização Multiobjetivo e Algoritmos Genéticos	22
3	MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA ROTATIVO.....	29
3.1	Modelo de elemento de disco rígido.....	31
3.2	Modelo de elemento de viga.....	32
3.3	Modelo de elementos de mancal	35
3.4	Modelos de elemento de acoplamento.....	38
3.4.1	Acoplamento Rígido	39
3.4.2	Acoplamento Flexível	40
3.5	Montagem da matriz global.....	43
3.6	Solução do sistema no domínio da frequência	45

3.6.1	Solução para primeira harmônica.....	45
3.6.2	Solução para segunda harmônica	46
4	ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS	48
4.1	Desbalanceamento de massa	51
4.1.1	Forças devidas ao desbalanceamento	52
4.2	Empenamento do eixo	55
4.2.1	Forças devidas ao empenamento.....	56
4.3	Desalinhamento entre eixos.....	59
4.3.1	Acoplamentos.....	59
4.3.2	Modelos de acoplamento.....	60
4.3.3	Forças devidas ao desalinhamento do acoplamento.....	61
5	ALGORITMOS GENÉTICOS MULTIOBJETIVO	67
5.1	Otimização e problemas multiobjetivo.....	67
5.2	Otimalidade de Pareto	68
5.3	Algoritmos Evolucionários e Programação Genética.....	70
5.4	Algoritmos Genéticos: fundamentos, operadores e parâmetros de configuração ...	72
5.4.1	Representação dos indivíduos: Genótipo x Fenótipo	72
5.4.2	Função de avaliação de desempenho (<i>fitness</i>).....	75
5.4.3	Operadores Genéticos: Seleção, Recombinação e Mutação	76
o	Métodos de Seleção (reprodução).....	76
o	Recombinação (<i>crossover</i>).....	77
o	Mutação.....	79
5.4.4	Parâmetros dos Algoritmos Genéticos	79
5.5	Algoritmos Genéticos Multiobjetivo	81
5.6	SPEA – Strength Pareto Evolutionary Algorithm	84
5.6.1	Algoritmo de Agrupamento (<i>Clustering Method</i>).....	87
5.7	Aplicação na análise de falhas.....	89
5.7.1	Dado experimental	89
5.7.2	Função objetivo para a análise de falhas.....	90

5.7.3	Implementação computacional para a análise de falhas.....	92
6	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	94
6.1	Modelo 1.....	94
6.1.1	Simulação 01 – Excitação por desbalanceamento.....	97
o	Influência da amplitude de desbalanceamento.....	101
o	Influência da fase de desbalanceamento	103
o	Influência da posição de desbalanceamento.....	104
6.1.2	Simulação 2 – Excitação por desbalanceamento e empenamento	108
o	Comparação com os resultados de Meagher et al. (2008).....	111
o	Influência da amplitude de empenamento.....	113
o	Influência da fase de empenamento	115
o	Influência da posição de empenamento	117
6.2	Modelo 2.....	121
6.2.1	Simulação 03 – Excitação por desbalanceamento e desalinhamento.....	123
o	Comparação com os resultados de Sekhar e Prabhu (1995)	123
o	Acoplamento Rígido	126
o	Acoplamento Flexível	128
6.2.2	Simulação 04 – Excitação por desbalanceamento e desalinhamento angular	132
6.2.3	Simulação 05 – Excitação por desbalanceamento e desalinhamento paralelo	135
7	RESULTADOS DA IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS.....	138
7.1	Modelo 1.....	141
7.1.1	Ajuste 1 – Identificação de desbalanceamento	141
7.1.2	Ajuste 2 – Identificação de desbalanceamento e empenamento	146
7.2	Modelo 2.....	151
7.2.1	Ajuste 3 – Identificação de desbalanceamento	152
7.2.2	Ajuste 4 – Identificação de desbalanceamento e desalinhamento angular.....	157
7.2.3	Ajuste 5 – Identificação de desbalanceamento e desalinhamento paralelo....	164

8	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	172
8.1	Conclusões.....	172
8.2	Sugestões para trabalhos futuros	174
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	175
	APÊNDICE A – Respostas em frequência dos Mancais #2, #3 e #4 do Modelo 2 ao desbalanceamento e desalinhamento angular ou paralelo	193
	APÊNDICE B – Balanceamento	206
	ANEXO A – Modelagem do filme de óleo através de coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento.	212

1 INTRODUÇÃO

O estudo de máquinas rotativas ocupa uma posição destacada no contexto de máquinas e estruturas em vista da significativa quantidade de fenômenos típicos na operação desses equipamentos. A existência de um componente rotativo apoiado em mancais e transmitindo potência cria uma família de problemas que são encontrados nas mais diversas máquinas: sejam compressores, turbinas, bombas, motores, turbinas de grande e de pequeno porte. Esses equipamentos muitas vezes são parte integrante de plantas de produção ou centrais de geração de energia, sendo que uma parada imprevista pode acarretar grande perda financeira.

Vários modelos matemáticos têm sido desenvolvidos para simular as condições de trabalho de sistemas rotativos e avaliar seu comportamento real, isto é, são desenvolvidos métodos para melhor modelar máquinas reais, como no caso de máquinas rotativas de grande porte. Entretanto, segundo Lees, Sinha e Friswell (2009), determinar um modelo confiável de máquina rotativa que consiga prever seu comportamento dinâmico e as possíveis falhas nesses sistemas é um grande desafio que ainda não foi cumprido.

Através do estudo e modelagem de máquinas rotativas, é possível concluir que algumas das principais fontes de vibrações em máquinas rotativas são o desbalanceamento, empenamento e o desalinhamento. Essas falhas podem causar sérios danos a partes críticas da máquina (rolamentos, selos mecânicos, engrenagens, acoplamentos, etc.) tais como, diminuição da vida útil dos componentes, aumento dos custos de manutenção, etc. A análise vibracional representa um grande campo de informações a respeito de qualquer falha em máquinas rotativas. A identificação de desbalanceamento foi estudada por muitos autores nas últimas décadas. Entretanto, segundo Edwards et al. (1998) a identificação de falhas como empenamento e desalinhamento ainda requer esforço de pesquisa.

Dessa forma, a proposta atual envolve a consideração de diversos parâmetros ao modelo de rotor, visando o estudo de modelos de falhas em determinados elementos rotativos. Portanto, propõe-se a implementação de um modelo de elemento de acoplamento entre eixos e de seu

efeito de desalinhamento, a modelagem do desbalanceamento de massa e, finalmente, a modelagem do efeito de empenamento do eixo, todos estes fatores críticos e fortemente presentes em dinâmica de rotores.

Tarefas corretivas somente são possíveis quando um diagnóstico preciso é obtido através do entendimento da operação do rotor e de todas as falhas e defeitos que podem ocorrer. Assim, além do desenvolvimento de um modelo de falhas, neste trabalho é proposto um método de identificação de falhas por algoritmos genéticos multiobjetivo. Através de dados vibracionais provenientes de análises de simulações (ou de experimentos), é possível realizar as comparações com os resultados obtidos pelo modelo e identificar os parâmetros relacionados às falhas.

Os algoritmos genéticos são uma técnica de busca baseada em conceitos da evolução e reprodução biológicas, os quais podem ser aplicados para solucionar vários problemas em engenharia. Trabalhos anteriores indicam que o uso dos algoritmos genéticos é recomendado para problemas envolvendo expressões matemáticas complexas em sua modelagem. Dessa forma, eles podem ser aplicados para identificar os parâmetros de falhas em sistemas rotativos.

Em resumo, o presente trabalho visa contribuir na evolução e entendimento dos métodos de modelagem de falhas em máquinas rotativas e ao processo de introdução e identificação de falhas no estudo dos sistemas mecânicos rotativos rotor-acoplamento-mancais.

1.1 Objetivos e Contribuições do Trabalho

Os dois objetivos principais do trabalho consistem em:

- 1 Elaborar modelos de falhas (mais especificamente falhas por desbalanceamento de massa, desalinhamento de acoplamentos e empenamento de eixo) e incorporá-los à modelagem de máquinas rotativas e de seus componentes (eixos, discos, mancais, acoplamentos) através do Método dos Elementos Finitos (**MEF**). Essa análise é realizada no domínio da frequência,

onde é possível analisar a influência de cada uma das falhas, ou de um conjunto de falhas atuando no sistema.

- 2 Desenvolver um procedimento de identificação dos parâmetros de falhas em máquinas rotativas, utilizando algoritmos genéticos multiobjetivo. Estes algoritmos apresentam a vantagem de retornar um conjunto de soluções ótimas (denominadas Ótimo de Pareto), sendo possível analisar todos os possíveis casos de falhas (e suas quantidades) que podem estar ocorrendo em uma máquina rotativa.

Após a elaboração do modelo matemático do sistema e suas falhas, obtém-se a simulação da resposta do sistema em frequência para cada tipo de falha (ou conjunto de falhas). As simulações, somadas a um ruído branco, são consideradas como ‘sinal experimental’, sendo arquivos de entrada para o procedimento de ajuste. Dessa forma, esta dissertação visa construir e validar um modelo de sistema rotativo e de suas falhas mais comuns, além do desenvolvimento de um procedimento de identificação de falhas para futura utilização em conjunto com o software *ROTORTEST*[®], pacote computacional dedicado à modelagem e análise dinâmica de máquinas rotativas. Tal software foi desenvolvido e está sendo aprimorado no Laboratório de Máquinas Rotativas (LAMAR), no Departamento de Projeto Mecânico (DPM) da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas (FEM / UNICAMP). Assim, será possível, no futuro, aplicar o trabalho desenvolvido nesta dissertação a dados experimentais obtidos na bancada experimental de rotor horizontal do LAMAR, objetivando identificar as possíveis falhas neste sistema e validar experimentalmente o método.

1.2 Descrição do Trabalho

A presente dissertação é composta por oito capítulos, além dos seus apêndices e anexo. O conteúdo de cada capítulo está resumido abaixo.

O Capítulo 1 apresenta o objetivo do trabalho e a visão geral do tema desenvolvido neste trabalho de mestrado.

O Capítulo 2 contém uma revisão bibliográfica dos assuntos abordados, apresentando trabalhos expressivos e relevantes nas áreas de modelagem de sistemas mecânicos, análise de falhas em máquinas rotativas (com foco em desbalanceamento, empenamento e desalinhamento), métodos de ajuste de modelos e algoritmos genéticos multiobjetivo.

A modelagem do sistema rotativo e a teoria de dinâmica de rotores utilizada são descritas no Capítulo 3, enquanto que a análise e a modelagem das falhas estudadas nesse trabalho são detalhadas no Capítulo 4. Dessa forma, os dois capítulos são complementares para um total entendimento da modelagem adotada.

No Capítulo 5, a teoria de algoritmos genéticos, em especial, os algoritmos genéticos multiobjetivo, é apresentada. A metodologia de ajuste é detalhada, explicando o papel da aplicação dos algoritmos genéticos nesse procedimento de identificação dos parâmetros de falhas considerados desconhecidos.

Os resultados das simulações e a discussão da influência de cada falha no sistema rotativo são apresentados no Capítulo 6. Já o Capítulo 7, inclui os resultados do processo de ajuste e da identificação dos parâmetros de falha em máquinas rotativas, além da análise da metodologia utilizada.

O Capítulo 8, finalmente, contém as observações e conclusões finais da dissertação, além das sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo contém uma revisão bibliográfica dos assuntos abordados, apresentando trabalhos expressivos nas áreas de modelagem de sistemas mecânicos e análise de falhas em máquinas rotativas (com foco em desbalanceamento, empenamento e desalinhamento). São abordados também métodos de ajuste de modelos, além de algoritmos genéticos multiobjetivo, que são a abordagem utilizada para identificação de falhas neste trabalho.

2.1 Identificação de falhas em máquinas rotativas

Durante os últimos 60 anos, máquinas rotativas têm sido estudadas de forma cada vez mais detalhada. Um entendimento aprofundado dos princípios da dinâmica de rotores é essencial para engenheiros e cientistas envolvidos, por exemplo, nas indústrias de transporte e de geração de energia. Segundo Edwards et al. (1998), somente a partir do final da década de 1960, técnicas experimentais e analíticas para análise dos níveis vibracionais foram utilizadas rotineiramente para diagnóstico de falhas em máquinas rotativas.

Em rotores, ocorrem vibrações que podem ser originárias, por exemplo, de acoplamentos desalinhados, desbalanceamento de componentes mecânicos, deformação de eixos, folgas excessivas ou não nos mancais, falta de rigidez no conjunto. Através da análise dinâmica de rotores, é possível identificar e quantificar diversos tipos de falhas em equipamentos mecânicos. Muitos trabalhos sobre a identificação de falhas em rotores estão disponíveis na literatura. Entretanto, estes geralmente tratam de apenas um tipo de falha, a qual, na maioria das vezes, resulta de um desbalanceamento residual de massa (Bachschnid, 2001). Porém, em máquinas reais, a presença de múltiplas falhas num sistema rotativo é bem frequente. A presença simultânea de empenamento – devido a causas diversas – e de desbalanceamento residual ou de desalinhamento no acoplamento ocorre com frequência nesses sistemas.

Existem diversos tipos de falhas em rotores que geralmente resultam em elevados níveis de vibração e instabilidade. Vários livros sobre dinâmica de rotores, como o de Vance (1988), Goodwin (1989), Rao (1996) e Prabhu e Sekhar (2008) abordaram vários aspectos sobre tais falhas. Um extenso estudo sobre o estado da arte em diagnóstico de falhas foi realizado por Edwards et al. (1998), envolvendo as falhas por desbalanceamento, empenamento e trincas, considerados pelos autores como as falhas mais comuns.

Visto que a análise e o projeto de máquinas rotativas são atividades críticas em termo de custo de produção e manutenção, não é surpresa que a análise de falhas em máquinas rotativas receba cada vez mais atenção. Devido ao rápido progresso na tecnologia, rotores estão se tornando mais leves e mais rápidos e suas tolerâncias mais apertadas. Como o projeto dessas máquinas vem se tornando cada vez mais complexo, as técnicas de monitoramento e identificação de falhas devem seguir tal avanço, para acompanhar as novas condições mais críticas às quais os elementos individuais dos conjuntos rotativos são submetidos. É importante, portanto, buscar eliminar ou minimizar as muitas fontes possíveis de falhas. Novas técnicas estão sendo desenvolvidas para atender as crescentes demandas por máquinas rotativas com níveis toleráveis de falhas.

Altas velocidades de rotação e a exigência de máquinas rotativas que operem com um determinado nível de vibrações demonstram que o controle de vibrações em máquinas rotativas é essencial na indústria. Das muitas causas de vibração em rotores, desbalanceamento, empenamento, desalinhamento e trincas são as que ocorrem com mais frequência (Edwards et al., 1998). Procedimentos para identificar e corrigir tais falhas têm tido um desenvolvimento expressivo nos últimos anos, mas nenhuma das falhas foi tão estudada como o desbalanceamento.

2.1.1 Modelos de falha devido ao desbalanceamento

Na prática, rotores podem não estar devidamente balanceados devido a erros de manufatura como porosidades e densidade não uniforme. Como resultado do desbalanceamento de massa,

uma força centrífuga é gerada e, assim, são criadas reações nos mancais e estruturas de suporte. A frequência de rotação do desbalanceamento de massa é síncrona, ou seja, uma vez a velocidade de rotação do eixo (1x RPM), visto que a força do desbalanceamento acompanha a rotação do eixo.

Rotores são geralmente balanceados, quando montados em uma máquina específica, para manter o desbalanceamento em níveis mínimos aceitáveis. Porém, o balanceamento está sujeito à deterioração conforme a operação do rotor e esta condição pode ser identificada pelos crescentes níveis de amplitudes vibracionais.

As técnicas mais comuns de identificação do desbalanceamento são as análises em velocidade constante ou em desaceleração, estudando as diferentes respostas obtidas utilizando diferentes massas desbalanceadas escolhidas para teste, para analisar a influência dessas massas e tornar possível a identificação do desbalanceamento residual do conjunto (em um ou mais planos de desbalanceamento). Assim, um modelo matemático é desenvolvido e são determinados os planos de desbalanceamento, sendo que a amplitude do desbalanceamento pode ser estimada através de métodos de minimização, como por mínimos quadrados. Pennacchi et al.(2006) utilizaram essa abordagem para balancear um turbo gerador de 320MW. Outra abordagem para estimar este parâmetro foi aplicada por Lees e Friswell (1997) e Edwards et al. (2000) utilizando uma única desaceleração da máquina rotativa. Nesse método, apenas as vibrações experimentais nos mancais foram medidas e comparadas ao modelo matemático por elementos finitos através do método de mínimos quadrados para estimar os parâmetros do desbalanceamento em vários planos, além dos parâmetros dinâmicos da fundação. O método foi inicialmente aplicado para resultados simulados e, logo após, para resultados experimentais, por Edwards et al.(1999 e 2000), Lees (2000) e Lees, Edwards e Friswell (2000), trabalhos estes em que a identificação dos parâmetros do desbalanceamento se mostrou bastante precisa, superando a identificação dos parâmetros da fundação.

Ubinha (2005) implementou um método híbrido numérico-experimental para determinar os parâmetros de desbalanceamento (amplitude e fase) e da fundação flexível (rigidez e

amortecimento), de dois modelos de máquinas rotativas utilizando a resposta ao desbalanceamento dos sistemas em partida ou parada.

A análise em velocidade constante foi realizada por Camargo (2008) e Castro et al. (2008), trabalhos em que os autores modelaram por elementos finitos um sistema rotativo composto por um disco central de massa e um eixo suportado por dois mancais, considerando a força de desbalanceamento como excitação. Como parâmetros desconhecidos, foram consideradas a amplitude do desbalanceamento e a viscosidade de cada mancal e, subsequentemente, o ajuste do modelo a resultados experimentais no domínio do tempo foi realizado por algoritmos genéticos multiobjetivos. As funções objetivo consideravam as diferenças entre as órbitas experimentais e ajustadas, como grau de elipsidade, dimensão do eixo maior da órbita e seu ângulo de inclinação em relação à horizontal. A análise experimental do trabalho foi realizada em uma bancada que continha um acoplamento (próximo a um dos mancais) ligando o eixo ao motor de acionamento e, dessa forma, os resultados do ajuste sempre foram melhores para o mancal mais distante ao acoplamento, apesar de terem sido obtidos bons resultados para ambos. Os resultados obtidos foram satisfatórios, porém, observou-se que o desenvolvimento de um modelo matemático mais completo certamente resultaria em análise mais precisa sobre o comportamento dinâmico de máquinas rotativas reais, através da modelagem numérica. Essa modelagem mais completa inclui o efeito do desalinhamento no acoplamento e do empenamento do eixo e será desenvolvida neste trabalho de mestrado.

Outros trabalhos que estudam o desbalanceamento, porém em conjunto com outras falhas, estão apresentados nas sessões a seguir.

2.1.2 Modelos de falha devido ao empenamento do eixo

O empenamento de um eixo é uma condição na qual seu eixo geométrico não é uma linha reta. Esta falha é considerada como uma das mais comuns fontes de vibração em rotores e pode ter diversas causas, como deformação na fabricação, efeitos da gravidade (ao se deixar um rotor

horizontal em repouso por longo período), distorção térmica, alta força de desbalanceamento anterior. Durante o início de operação de turbomáquinas, como turbinas a gás, a vapor ou bombas de água em reatores nucleares, o empenamento pode ser desenvolvido no rotor devido a uma assimetria na distribuição de calor (Wowk, 2001).

A análise de forças em eixos devido a um empenamento inicial teve um grande aumento nos últimos trinta anos. Entretanto, o número de estudos é muito menor que estudos sobre desbalanceamento. Os trabalhos que modelam o empenamento do eixo, normalmente consideram também os efeitos do desbalanceamento, visto que é consenso geral considerar que esses dois efeitos aparecem nas respostas como componentes com frequência igual à rotação do rotor. Wowk (2001) afirma que, devido a diferenças, na variação com a velocidade, das forças geradas por estas duas falhas, é possível e necessário identificar as influências dos dois fenômenos.

Uma das primeiras extensas investigações sobre o empenamento de um eixo foi feita por Nicholas et al. (1976a , 1976b). O primeiro trabalho discutiu a resposta ao desbalanceamento de rotores flexíveis na presença do empenamento, enquanto que o segundo propôs uma nova teoria de balanceamento para aplicação ao primeiro trabalho e forneceu resultados experimentais.

Edwards, Lees e Friswell (1999, 2000) propuseram uma técnica para estimar os perfis empenados do rotor, juntamente com o desbalanceamento, utilizando as respostas medidas na primeira harmônica, incorporando somente uma força adicional devida e ao empenamento ao efeito de desbalanceamento.

Rao (2001) discute o problema de empenamento em um rotor sujeito a desbalanceamento e empenamento residual durante o seu funcionamento e apresenta um modelo de rotor Laval empenado, além dos resultados para as análises em amplitude e fase de diferentes casos de arqueamento e relações angulares entre o desbalanceamento e o empenamento.

Nelson (2002) apresenta um procedimento de balanceamento de um sistema com múltiplos eixos flexíveis com vários graus de liberdade, considerando o empenamento e desbalanceamento residual dos eixos. Os efeitos das forças de empenamento são adicionados ao modelo de

elementos finitos como uma força proporcional à rigidez do sistema e ao empenamento. Em seu trabalho, três métodos foram desenvolvidos. O primeiro trata o arco residual e o desbalanceamento do rotor como uma força de desbalanceamento equivalente; o segundo propõe a subtração do arco residual formado em velocidades praticamente nulas; o terceiro propõe a redução da resposta do eixo na velocidade estudada, utilizando dados obtidos a diferentes velocidades de rotação.

Chavéz (2003) mostrou a implementação de uma solução de baixo custo para problemas de vibração excessiva em máquinas rotativas devida ao desbalanceamento do rotor e ao empenamento do eixo. Assim, realizou a modelagem e a validação experimental de um rotor horizontal com apoios elásticos, incluindo efeito giroscópico, desbalanceamento e empenamento.

Pennacchi (2004) discute a precisão de técnicas de identificação de falhas e estuda as vibrações anormais obtidas do rotor de um gerador de energia. A identificação de falhas através do modelo construído para simular várias falhas indica que a causa das vibrações era empenamento devido a uma distribuição axial assimétrica de temperatura.

Darpe (2006) apresenta um modelo que considera o empenamento e o desbalanceamento em um rotor com trinca e analisa a influência dos valores de empenamento nesse sistema.

Meagher (2008) aplicou o modelo de um rotor Bently-Muszynska de dois GDL complexos para comparar dados experimentais para diferentes condições de empenamento e desbalanceamento, analisando as respostas nos mancais e no ponto central do eixo. O bom ajuste entre o modelo analítico e os experimentos demonstrou que a análise pode ser útil para diagnosticar e balancear o empenamento residual, inclusive para os dados dos mancais, onde informações vibracionais estão, normalmente, mais disponíveis em uma máquina rotativa.

2.1.3 Modelos de falha devida ao desalinhamento do acoplamento

O acoplamento é um conjunto mecânico constituído por grupos de componentes mecânicos, empregado na transmissão de movimento de rotação entre duas árvores ou eixos-árvores. O efeito do acoplamento em velocidades críticas de um rotor e o efeito do desalinhamento desse acoplamento nas amplitudes de vibração de máquinas rotativas constituem importantes considerações em modelos de sistemas rotor-mancais, especialmente em velocidades de rotação elevadas.

Em aplicações reais, é praticamente impossível obter um alinhamento perfeito, ou seja, sempre uma condição de desalinhamento está presente, resultando no que muitos autores consideram como uma das principais causas de vibração em rotores. O desalinhamento em eixos de máquinas resulta em forças de reação no acoplamento, as quais afetam o funcionamento das máquinas, gerando altos níveis de vibração e, portanto, é uma falha de grande preocupação para engenheiros projetistas e de manutenção.

O desalinhamento é uma condição na qual os eixos conectados não estão na mesma linha de centro. O desalinhamento entre eixos pode ser angular, paralelo ou uma combinação de ambos. Sob tais condições, acoplamentos rígidos normalmente geram altas forças de reação que vão resultar em altos níveis de vibração e operação ruidosa, falha prematura dos mancais e, em casos extremos, em fratura dos eixos. Acoplamentos flexíveis podem acomodar certo nível de desalinhamento e minimizar seus efeitos, ou seja, minimizar o efeito das forças de reação geradas pelos deslocamentos lateral, angular e axial. Vários autores publicaram trabalhos (tanto análises experimentais quanto modelos numéricos) de sistemas rotativos com acoplamentos rígidos ou flexíveis e os principais trabalhos da área estão apresentados a seguir.

Gibbons (1976) modelou as forças e momentos de reação originárias de desalinhamento paralelo para quatro tipos de acoplamentos, sendo estes divididos em acoplamentos mecânicos (por engrenagens) e acoplamentos flexíveis (como acoplamentos de diafragma) e as aplicou para alguns exemplos reais. Gibbons influenciou muitos autores, que deram sequência ao seu trabalho

ou o aplicaram a outras análises. Arumugam et al. (1995) e Sekhar e Prabhu (1995), por exemplo, basearam-se nas equações de Gibbons para desenvolver relações para desalinhamento angular e desalinhamento combinado. Prabhakar et al. (2001, 2002) utilizaram este equacionamento em seus trabalhos sobre desalinhamento.

Sekhar e Prabhu (1995) utilizaram um modelo de elementos finitos de alta ordem com 8 graus de liberdade por nó para representar um sistema rotor-acoplamentos-mancais, considerando a deflexão linear e angular, a força de cisalhamento e o momento torsor presentes no eixo. Equações para as forças e momentos de reação devidos ao desalinhamento do acoplamento flexível foram deduzidas e integradas ao modelo. A resposta ao desbalanceamento na segunda harmônica, a diferentes velocidades de rotação, foi avaliada, permitindo identificar características de um eixo com desalinhamento. Os autores chegaram à conclusão que a localização do acoplamento tem grande influência nas vibrações e que o desalinhamento não afeta significativamente as vibrações excitadas por uma força que atua na primeira harmônica, mas é clara sua influência sobre as vibrações excitadas por uma força que atua na segunda harmônica da velocidade de rotação do sistema. Utilizando esse modelo é possível prever a resposta vibracional devido ao desalinhamento em várias harmônicas, o que é muito útil em termos tanto de análise de falhas quanto de projeto de máquinas.

Prabhakar et al. (2001) analisaram um sistema rotor-acoplamento-mancais passando pela velocidade crítica. O rotor foi modelado pelo método dos elementos finitos e o acoplamento modelado por junta sem atrito ou junta com rigidez e amortecimento. A Transformada de Wavelet Contínua foi utilizada para extrair do sinal no domínio do tempo as informações sobre as falhas. Prabhakar et al. (2002) analisaram também o efeito de trincas em um sistema com desalinhamento entre eixos conectados, aplicando novamente a Transformada de Wavelet Contínua e o método dos elementos finitos.

Lee e Lee (1999) utilizaram forças e momentos para representar o desalinhamento de seu modelo dinâmico de rotor horizontal com acoplamento flexível e mancais de rolamento. Consideraram-se as reações, as cargas e as deformações nos mancais e no acoplamento como efeitos do desalinhamento. Em sua análise, os autores incluíram a vibração axial, que foi

considerada uma importante indicação de desalinhamento e, portanto, cada elemento do Modelo de Elementos Finitos possui 6 GDL., incluindo os 2 GDL. referentes ao deslocamento axial de cada nó. Foram calculadas as respostas no tempo (com o método de integração de Runge-Kutta) como resposta ao desalinhamento e ao desbalanceamento. Várias configurações em bancada experimental foram realizadas para validar o modelo matemático, alterando-se o valor (conhecido) de desalinhamento angular e/ou paralelo. Foi considerado que os coeficientes dos mancais se alteram conforme o grau de desalinhamento e, conseqüentemente, a frequência natural do sistema também sofre alteração. As conclusões mostram que, quando o desalinhamento angular aumenta, as órbitas dos mancais tendem a se aproximar de uma reta (menor grau de elipsidade) e a frequência natural do sistema na direção do desalinhamento aumenta consideravelmente. No entanto, para desalinhamento paralelo as órbitas e frequência natural não são alteradas visto que um acoplamento muito flexível foi usado.

Al-Hussain e Redmond (2002), visando prever o comportamento dinâmico de turbomáquinas desalinhadas, desenvolveram um modelo de dois rotores Jeffcott conectados por acoplamento rígido e sujeitos a desalinhamento puramente paralelo para o estudo das vibrações laterais e torcionais. Observou-se que, através da matriz de rigidez e do vetor de força, o desalinhamento paralelo acopla os movimentos de translação com as deflexões angulares. A análise numérica em frequência revelou que as frequências naturais do sistema são excitadas devido ao desalinhamento. Entretanto, o trabalho não apresentou nenhuma evidência da presença da segunda harmônica ($2x$), característica comumente observada em sistemas rotativos com desalinhamento. Os autores também afirmam que a representação do acoplamento flexível por junta universal pode não ser aplicável a todos os acoplamentos flexíveis ou a todas as condições de desalinhamento, fato confirmado por Cantania e Maggiore (2004).

Em sua tese de doutorado, Tapia (2003) desenvolveu um modelo através do método de elementos finitos, considerando as modelagens simplificadas de acoplamentos existentes na literatura. Na modelagem do acoplamento, foram implementados os modelos isotrópicos discretos (massa, mola, amortecimento) propostos por Nelson e Crandall (1992) e Krämer (1993). Nas simulações numéricas, verificou-se que o comportamento dinâmico do sistema é diferente, dependendo do modelo considerado, tanto em relação às frequências naturais, quanto às

amplitudes de vibração. Foram obtidas, através de experimentos, as FRF's (Funções da Resposta em Frequência) por desbalanceamento e excitação aleatória através de um *shaker*. O ajuste entre os dados experimentais e simulados foi possível através do Método de Mínimos Quadrados Não-Linear. A conclusão do trabalho mostrou que os melhores modelos dos acoplamentos são aqueles representados através dos parâmetros de rigidez e amortecimento, propostos por Nelson e Crandall (1992) e por Krämer (1993). Como sugestão para trabalhos futuros, o autor propõe a utilização de coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos para melhor representar o sistema físico, além de um método de ajuste que permita também ajustar a condição de desbalanceamento. Estas duas sugestões serão seguidas por este trabalho de mestrado.

Lees (2007) desenvolveu as equações de movimento de máquinas rotativas com desalinhamento utilizando um modelo bastante idealizado de dois eixos, particularmente escolhido na tentativa de entender os efeitos do desalinhamento desses sistemas. É considerado que os dois rotores tenham um desalinhamento paralelo vertical e que estão rigidamente conectados por um acoplamento com três pinos. A força de excitação provém apenas do desalinhamento, visto que o sistema é considerado perfeitamente balanceado. Segundo o autor, havia sido comumente adotado que as harmônicas do sistema surgem das não linearidades do mesmo. Porém, foi demonstrado que o modelo linear estudado, mesmo sendo simples, gera harmônicas da velocidade do eixo, através da interação dos efeitos de torção e flexão. É ainda discutido que em um sistema real existem várias fontes de não linearidades, que podem aumentar ou diminuir a resposta à excitação em múltiplos da velocidade de rotação do eixo e podem explicar, em parte, a dificuldade no entendimento dos efeitos do desalinhamento no sistema.

Zhao (2008) estudou as forças de contato em acoplamentos do tipo *spline*. Seu modelo matemático envolveu dois rotores simétricos, cada um com um disco central, conectados por um acoplamento *spline*. Mostrou que, quando não há desalinhamento, a resposta principal é aquela em 1x a velocidade do eixo, enquanto que na presença do desalinhamento, respostas na segunda harmônica também se tornam presentes. Com o aumento do desalinhamento, as resposta em frequência ganham em amplitude e a resposta em 2x cresce rapidamente.

Patel e Darpe (2009) examinaram os efeitos do desalinhamento angular e paralelo no comportamento vibratório de dois rotores acoplados. Para isso, utilizaram um modelo de elementos finitos com elementos de viga com 6 GDL, considerando também o movimento axial. A análise é realizada para resposta ao desbalanceamento de rotores acoplados com desalinhamento angular, paralelo ou perfeitamente acoplados. Os autores concluem que o desalinhamento acopla as vibrações nos modos lateral, axial e torsional.

Bouaziz et al.(2009) analisaram o comportamento dinâmico dos mancais hidrodinâmicos na presença de desalinhamento angular no acoplamento que conecta o eixo do motor a um rotor rígido. A análise em frequência do sistema apresenta dois picos dominantes: um, predominante, a $2x$ a frequência de rotação do sistema e outro a $4x$.

Apesar de ser considerada uma das falhas mais comuns em análise de máquinas rotativas, de diversos trabalhos terem tentado estudar seus efeitos e em um tempo em que a dinâmica de rotores pode ser considerada uma ciência madura, o desalinhamento ainda não está completamente compreendido. A partir da análise da literatura aqui apresentada, pode-se notar que a maioria dos estudos anteriores considerou diferentes condições cinemáticas dos acoplamentos sob desalinhamento. Vibrações em frequências duas vezes ($2x$) a velocidade do eixo e outras harmônicas foram obtidas, por exemplo, por Xu e Marangoni (1994), Catania e Maggiore (2004), Lees (2007). No entanto, Al-Hussain e Redmond (2002) relataram vibrações uma vez a velocidade do eixo ($1x$) laterais e torsionais para desalinhamento paralelo. Dewell e Mitchell (1984) apresentaram uma discussão sobre as frequências de vibração de um acoplamento flexível de disco metálico e mostraram experimentalmente, através de análise espectral, que todas as vibrações aparecem na segunda e quarta harmônicas. Lee (1993) afirma que o desalinhamento, assim como as trincas, gera vibrações com frequência i vezes a rotação do rotor, em que i é um número inteiro, além de afirmar ser importantíssima a análise harmônica assíncrona para identificar a origem das vibrações e assegurar o bom funcionamento do equipamento. É ainda revelado experimentalmente por Piotrowski (1995) e Patel e Darpe (2009) que diferentes tipos de acoplamentos flexíveis apresentam diferentes componentes em frequência na resposta ao desalinhamento. Apesar disso, é amplamente aceito que o desalinhamento produz vibrações acentuadas em segunda harmônica. Entretanto, como outras falhas podem causar

harmônicas 2x (como trincas por fadiga, assimetria de rigidez, etc.), o processo de identificação do desalinhamento pode se tornar mais confuso.

2.2 Modelos de múltiplas falhas

Os rotores em instalações industriais apresentam várias falhas que podem existir simultaneamente e, muitas vezes, não podem ser solucionadas todas juntas, sendo que esforços são realizados para mantê-las entre limites aceitáveis (desbalanceamento, desalinhamento, etc). Em situações nas quais mais de uma falha existam no sistema rotor-mancais, o problema de relacionar as vibrações observadas com uma falha em particular pode se tornar uma tarefa difícil. No passado recente, somente algumas pesquisas se envolveram com problemas de duas ou mais falhas em uma máquina rotativa.

Xu e Marangoni (1994a) elaboraram um modelo de motor e acoplamento flexível através do método dos elementos finitos para analisar a resposta dinâmica do sistema a desbalanceamento e desalinhamento. Para tentar reproduzir os efeitos do desalinhamento, o acoplamento foi modelado como uma junta universal. As respostas indicam que as frequências devidas ao desalinhamento são múltiplos pares da frequência de rotação do motor. Além disso, os autores afirmam que uma força de aceleração (ou desaceleração) é induzida pelo efeito de desalinhamento quando desbalanceamento e desalinhamento estão presentes em uma máquina rotativa e, desse modo, o desbalanceamento deve ser formulado de modo diferente do convencional. Xu e Marangoni (1994b) validaram esse modelo teórico utilizando os espectros de frequência medidos a partir de uma bancada experimental, utilizando dois tipos de acoplamentos: um acoplamento flexível simplificado e um acoplamento helicoidal. Os resultados experimentais e simulados foram comparados para diversas condições de desbalanceamento e desalinhamento, os quais apresentaram boa concordância. Os autores concluíram que tanto o desbalanceamento quanto o desalinhamento podem ser descritos, respectivamente, por componentes 1x e 2x da velocidade de rotação do eixo. E, ainda, que o desalinhamento pode não ser tão aparente se a sua frequência forçada (2x a velocidade de rotação do eixo) não estiver próxima a uma das

frequências naturais do sistema. Porém, se houver tal proximidade, o efeito do desalinhamento pode ser significativamente amplificado.

Bachschnid et al. (2002) apresentaram um modelo de identificação de múltiplas falhas em rotores. Para realizar tal identificação, os autores utilizam um método de ajuste por mínimos quadrados no domínio da frequência, através da minimização de resíduos multidimensionais entre as vibrações em alguns dos planos de medidas na máquina e as vibrações calculadas. Nesse trabalho, os autores assumem um modelo de elementos finitos para o rotor, matrizes de rigidez e amortecimento para os mancais (sem considerar suas não linearidades) e três diferentes representações para a fundação. Visto que o caso de múltiplas falhas pode ocorrer em máquinas reais (como trincas, empenamento, desbalanceamento ou desalinhamento do acoplamento), os autores propõem, então, um método para identificar simultaneamente duas ou mais falhas presentes no rotor. Modelos numéricos são apresentados para duas falhas simultâneas e os resultados experimentais obtidos em bancada de testes são utilizados para validar o procedimento de identificação. O método provou-se efetivo em identificar as falhas e suas posições, módulo e fase, sendo praticamente perfeito para identificação de uma falha sozinha e apresentando erros de até 66% na identificação de duas falhas simultâneas.

Darpe (2004) elaborou um procedimento para identificação de múltiplas falhas em um rotor Jeffcott, incluindo no modelamento duas trincas, desbalanceamento e assimetria da rigidez do rotor. Através das órbitas (análise no domínio do tempo) e análise no domínio da frequência, foram propostas técnicas diferentes para identificar separadamente os efeitos da assimetria da rigidez e do efeito das trincas, apesar de ser conhecido que as duas falhas produzem sinais similares de vibração.

Santiago (2004) analisou as falhas em máquinas rotativas utilizando Transformada de *Wavelet* e redes neurais artificiais. Em seu modelo, o acoplamento conecta o motor ao eixo principal sustentado por dois mancais de rolamento idênticos e com dois discos rígidos. A análise experimental foi realizada em bancada através de introdução de falhas (desbalanceamento, desalinhamento, folga mecânica, introdução de rigidez, impacto) e considerando respostas em regime estacionário e transiente. Através da análise transiente, o autor concluiu que a folga

mecânica e o efeito da evolução do desalinhamento angular podem ser monitorados e detectados durante a partida da máquina sem precisar passar pela velocidade crítica. Os resultados obtidos mostram que as técnicas aplicadas podem ser utilizadas satisfatoriamente como técnicas alternativas de classificação e diagnóstico de falhas introduzidas em máquinas rotativas com alta eficiência.

Eduardo (2003) descreveu uma metodologia de diagnóstico de defeitos em sistemas mecânicos rotativos excitados por desbalanceamento e forças estocásticas tipo ruído colorido, através da Análise de Correlações baseada na Matriz de Lyapunov e Redes Neurais Artificiais. Nessa tese, o defeito no sistema rotativo foi detectado através do monitoramento da variação dos parâmetros físicos, através da comparação das funções de correlação teóricas e estimadas. Redes Neurais Artificiais foram utilizadas como ferramentas para mapear as funções de correlação que envolvem as variáveis que não podem ser medidas. A análise dos resultados foi feita aplicando o método para sistemas rotativos modelados com seis e quatorze graus de liberdade. Bons resultados demonstram a viabilidade em estudos futuros nesta área. Também são apresentados resultados da aplicação do método a uma bancada experimental, constituída por um rotor vertical.

Da Silva (2006) aplicou a metodologia de diagnóstico de falhas em sistemas mecânicos rotativos sustentados por mancais magnéticos ativos em conjunto com um sistema de controle ativo de vibração, excitados por forças de desbalanceamento e ruído branco. O diagnóstico baseou-se no emprego de equações de correlações, através da formulação matricial de Lyapunov, para sistemas lineares estacionários juntamente com redes neurais artificiais, procedimento que utiliza apenas as variáveis de estado medidas, através da correlação das variáveis de saída. As falhas no sistema foram detectadas através do monitoramento da variação dos parâmetros físicos e da comparação das funções de correlação teóricas e estimadas. Com o método de diagnóstico de falhas proposto foi possível detectar e discernir as falhas tanto mecânicas quanto elétricas, bem como sua localização no sistema.

A maioria dos estudos publicados na literatura tem dado bastante atenção ao diagnóstico das falhas presentes máquinas rotativas utilizando a resposta estacionária (XU E MARANGONI (1994), SEKHAR E PRABHU (1995)). Porém, foi investigada em outras pesquisas a detecção da presença de trincas em sistemas rotativos usando a resposta transiente da máquina, ou seja, as

respostas de partida e parada da máquina. Desta forma, o estudo do comportamento dinâmico de rotores e o diagnóstico de falhas durante o regime transiente, ou seja, durante a partida (*'run-up, start-up'*) e parada (*'shut-down, coast-down, run-down'*) da máquina, despertaram o interesse de muitos pesquisadores. Nesse contexto, Sinha, Lees e Friswell (2004 e 2009) propuseram um método capaz de realizar estimativas confiáveis tanto do desbalanceamento (amplitude e fase) quanto do desalinhamento do rotor em uma única operação transiente (uma única desaceleração da máquina). A hipótese assumida é que a fonte do desalinhamento está nos acoplamentos do sistema, o que gera forças e momentos constantes e síncronos nos acoplamentos, dependendo da extensão da translação entre os dois rotores, sem considerar a velocidade de rotação. Foi considerado que o desalinhamento afeta apenas o rotor, enquanto que, para um sistema com mancais hidrodinâmicos e acoplamentos rígidos, este afeta também a distribuição dos carregamentos estáticos nos mancais lubrificados. Os autores demonstram o método implementado utilizando dados experimentais de uma máquina com dois mancais e um acoplamento flexível com o motor e a comparação dos resultados se mostrou excelente, sendo o método considerado robusto e confiável.

Modelos matemáticos de máquinas completas apresentam um papel de importância crescente na resolução de problemas no estudo de máquinas rotativas. Foi observado que muitos dos métodos recentemente propostos utilizaram os modelos matemáticos de uma máquina, as respostas medidas (ou simuladas) e então estimaram os parâmetros relacionados às falhas por otimização. Tais métodos podem permitir uma rápida compreensão das falhas e apresentar um papel fundamental no processo de manutenção desses sistemas. Deste modo, o método desenvolvido nesse trabalho de mestrado visa elaborar um modelo suficientemente completo de máquina rotativa e métodos de otimização, de forma a contribuir para que o modelo possa ser ajustado e os parâmetros de suas falhas possam ser identificados.

2.3 Ajuste de Parâmetros em Sistemas Rotativos

A análise da dinâmica de rotores vem se tornando, atualmente, uma fase de estudo anterior ao projeto, devido à possibilidade de prever problemas durante o funcionamento de rotores. Vários modelos matemáticos, como os de máquinas rotativas de grande porte, têm sido desenvolvidos para simular as condições de trabalho de sistemas rotativos e avaliar seu comportamento real.

O conhecimento preciso das características dinâmicas de máquinas rotativas permite prever a resposta vibratória em distintos pontos deste tipo de sistema sujeito a diferentes excitações, como desbalanceamento, instabilidade nos mancais, defeitos internos da máquina, excitações de escoamento turbulento, entre outros (Silva, 2004).

As análises realizadas em bancadas experimentais fornecem modelos mais completos para os principais componentes do rotor, com forte ênfase na modelagem dos mancais da máquina rotativa, por constituírem os elementos de conexão rotor-estrutura de fundação. Quando resultados experimentais são obtidos para validar o modelo teórico (ou analítico), inevitavelmente seus resultados (frequências naturais, modos de vibrar, função resposta em frequência) não coincidem com o resultado teórico. Esta discrepância se deve a incertezas assumidas no modelo e nas equações de movimento do sistema, a simplificações assumidas na formulação do modelo, a condições de contornos inexatas e ao desconhecimento de parâmetros inerentes aos sistemas dinâmicos. Deste modo, faz-se necessário o uso de técnicas de otimização para ajustar as respostas das simulações de modelos matemáticos às respostas obtidas em bancadas experimentais, identificando os parâmetros do modelo desconhecidos a priori. Com esse objetivo, alguns métodos de busca foram desenvolvidos para se obter o ajuste destes modelos. Os parâmetros desconhecidos do modelo podem ser, por exemplo, as características da falha considerada, como sua amplitude, fase e posição em relação ao referencial adotado.

A aplicação de métodos meta-heurísticos, como Algoritmos Genéticos e Recozimento Simulado, se mostrou como uma interessante opção em ajustes de modelos, devido à sua

robustez. Destacam-se os trabalhos de Larson e Zimmeman (1993), Dunn (1996), Levin e Lieven (1998) e Zimmerman e Yap (1998).

Com o objetivo de se obter uma metodologia de calibração do modelo proposto por Capone (1986 e 1991), Cavalca et al. (2001) ajustaram os esforços fornecidos por simulações deste modelo a resposta experimentais, obtendo o valor da temperatura do filme de óleo lubrificante no mancal.

Castro, Tapia e Cavalca (2004) compararam o método de mínimos quadrados e algoritmos genéticos no ajuste de componentes aplicados a máquinas rotativas. Este trabalho foi complementado por Tapia, Castro e Cavalca (2004) com a aplicação destes métodos de ajuste na resposta dos sistemas rotativos em funcionamento. Castro et al.(2004) propuseram um método de otimização baseado em Algoritmo Genético para ajuste de deslocamentos do rotor sustentado por um mancal hidrodinâmico modelado pelas equações de forças propostas por Capone (1986 e 1991). Castro e Cavalca (2005) propuseram um problema multiobjetivo aplicado a este método de otimização.

Assis e Steffen (2002) desenvolveram uma metodologia geral baseada sobre otimização híbrida para identificar esses parâmetros em rotores flexíveis. No trabalho, técnicas de identificação baseadas na resposta ao desbalanceamento em rotores flexíveis são utilizadas para estimar parâmetros desconhecidos nos mancais. Os autores aplicaram um programa de otimização, composto de um método clássico, algoritmo genético e *simulated annealing*, no qual a função objetivo é otimizada através de algoritmos numéricos consagrados, que são entradas dos métodos posteriores.

Entretanto, a busca através de Algoritmo Genético apenas aproxima o resultado a uma região ótima global. Logo, é necessário um maior refinamento do resultado. Por isso, Castro, Cavalca e Mori (2005) desenvolveram um método de ajuste meta-heurístico híbrido aplicando conjuntamente dois algoritmos clássicos de busca meta-heurística, o Algoritmo Genético e o Recozimento Simulado. O Algoritmo Genético é utilizado como aproximação inicial e o

Recozimento simulado é utilizado no refinamento do resultado. Resultados experimentais foram aplicados a este método por Castro e Cavalca (2006).

No trabalho de Castro (2007), foi realizada a aplicação de um modelo não linear de sistema rotativo sustentado por mancais hidrodinâmicos. O sistema foi tratado em partida ou parada, para simular os efeitos da instabilidade induzida por fluido. Uma metodologia de ajuste de modelos, baseado no algoritmo híbrido foi aplicada e foi validado um método de estimação dos coeficientes dinâmicos de mancais hidrodinâmicos, considerando aproximações lineares ou não lineares para as forças hidrodinâmicas. Nesse trabalho, foi proposta a utilização de Algoritmo Genético multiobjetivo, de modo que se possa levantar um conjunto de resultados (fronteira de Pareto), dentre os quais se encontram estimativas que se aproximam da realidade.

Em todos os trabalhos citados, o problema multiobjetivo foi aproximado por um problema mono-objetivo, através da atribuição de pesos de ponderação para cada uma das funções objetivo. Desta forma, é considerada apenas uma solução ótima, diferentemente do que é comum quando se consideram problemas de otimização multiobjetivo, onde há um conjunto de soluções ótimas, não sendo possível afirmar qual solução é “a melhor” neste conjunto.

Se as respostas experimentais são adquiridas para diversas velocidades de rotação, é necessário utilizar diferentes pesos de ponderação para cada situação, a fim de que um resultado semelhante seja obtido. Portanto, o uso de técnicas de otimização multiobjetivo pode fornecer diferentes conjuntos de pontos ótimos (ótimo de Pareto), e posteriormente, a combinação destes conjuntos resultaria em um valor ótimo comum a todas as velocidades de rotação.

2.4 Problemas de Otimização Multiobjetivo e Algoritmos Genéticos

A partir de avanços no estudo e compreensão da genética dos seres vivos, diversos pesquisadores associaram o processo adaptativo a problemas de engenharia, como otimização, inteligência artificial e treinamento de máquinas. Ashby (1960), Rechenberg (1973) Fogel et al.

(1966) e Holland (1975, 1992) desenvolveram algoritmos que são conhecidos como Programas ou Algoritmos Evolutivos.

O Algoritmo Genético (**GA**, do inglês *Genetic Algorithm*) é o Programa Evolutivo mais conhecido. Foi desenvolvido por Holland (1975) com o objetivo de projetar sistemas artificiais baseados nos sistemas naturais. A partir dessa data, ele e seus alunos contribuíram extensamente para o desenvolvimento desse campo. Os trabalhos iniciais podem ser encontrados em várias conferências internacionais e vários livros já foram publicados sobre o assunto (GOLDBERG (1989); GEN E CHENG (1997); HOLLAND (1975); MICHELEWICZ (1996); MITCHELL (1996); VOSE (1999)).

Algoritmos genéticos são métodos aleatórios de busca que simulam o processo de evolução genética. Cada parâmetro de otimização é codificado por um gene usando uma representação apropriada. Os genes correspondentes para todos os parâmetros formam um cromossomo artificial capaz de descrever uma solução individual do projeto. Um grupo de cromossomos representando várias soluções individuais do projeto compreende uma população em que um indivíduo com melhores características (mais próximo da solução global) tem mais chance de ser selecionado para reproduzir. Recombinação (*crossover*) é realizada utilizando cruzamentos para combinar genes de diferentes indivíduos ‘pais’ para produzir ‘filhos’. O operador de mutação é aplicado para modificar o código e gerar novos indivíduos. Os filhos são inseridos em uma nova população e o procedimento é reiniciado.

Nas últimas décadas, os algoritmos genéticos foram utilizados extensivamente como ferramentas de busca e otimização em vários problemas e domínios. Estes têm aplicação nas ciências, economia e engenharia. As razões básicas para seu sucesso são sua ampla aplicabilidade, robustez e facilidade de uso (Goldberg, 1989).

Entretanto, quando se trata de otimização de problemas na modelagem de muitos sistemas complexos de otimização em engenharia, as formulações multiobjetivo constituem modelos mais realísticos. Em muitos problemas do mundo real, os objetivos que estão sendo considerados são conflitantes entre si e otimizar uma solução em particular pode ocasionar resultados inaceitáveis

para os outros objetivos. Uma solução para um problema multiobjetivo é a investigação de um conjunto de soluções, de modo que cada uma satisfaça os objetivos em um nível aceitável, sem ser dominada por nenhuma outra.

A aplicação de algoritmos genéticos em problemas multiobjetivo tem se mostrado promissora, visto que estes se baseiam em populações de soluções a cada iteração. Sua habilidade em encontrar múltiplas soluções ótimas em uma simulação faz com que sejam únicos resolvendo problemas de otimização multiobjetivo (Deb, 2001). A primeira idéia de utilizar um método de busca genética para encontrar a solução de um problema com mais de um objetivo surgiu com Rosenberg (1967), mas a primeira aplicação real de algoritmos evolutivos para encontrar múltiplas soluções não dominadas foi realizada por Schaeffer (1984).

O método multiobjetivo de Schaeffer, denominado **VEGA** (*Vector Evaluated Genetic Algorithm*) consiste em um algoritmo genético simples com mecanismo de seleção modificado. Foi realizada uma modificação nos algoritmos genéticos para avaliar cada objetivo separadamente. A cada geração, um número de subpopulações era gerado por seleção proporcional de acordo com cada função-objetivo. As subpopulações eram, então, unidas para obter uma nova população, na qual o algoritmo genético iria aplicar os operadores de recombinação e mutação do modo usual. Esse algoritmo simples tinha vários problemas, mas serviu de base para o desenvolvimento de novas técnicas.

Depois do primeiro algoritmo genético multiobjetivo de Schaeffer, a incorporação dos conceitos de “otimalidade” de Pareto em um algoritmo foi proposta por Goldberg (1989). A idéia básica era encontrar o conjunto de soluções não dominadas pelo resto da população, às quais seriam atribuídos números menores de classificação (*rank*). Maiores valores de *rank* seriam impostos às outras soluções (dominadas). Goldberg sugeriu, ainda, a aplicação de uma técnica de nicho para evitar que o **GA** convergisse para um ponto único, ou seja, permitir que o algoritmo mantivesse uma fronteira de soluções não dominadas e igualmente espaçadas. Goldberg não implementou nenhum desses procedimentos, mas praticamente todos os algoritmos desenvolvidos depois de sua publicação foram influenciados por suas idéias.

A partir desta proposta, o tema central das pesquisas em algoritmos genéticos multiobjetivo foi a procura pela fronteira de Pareto. Esse conjunto pode ser consideravelmente grande e, portanto, informações preferenciais podem ser incorporadas para direcionar a busca para partes úteis da superfície de troca (*trade-off*) do problema. A incorporação das preferências do projetista nestas ferramentas é uma área crucial para pesquisas futuras. Fonseca e Fleming (1998) propuseram um esquema para articulação progressiva de preferências, especificadas em termos de objetivos e prioridades. A relação de preferências dos dois autores pode ser considerada como uma unificação de várias decisões estratégicas comuns em algoritmos multiobjetivo.

Fonseca e Fleming (1993) propuseram um método de determinação de ajuste baseado em *ranking* (classificação das soluções individuais) para criar seu algoritmo **MOGA** (*Multi-Objective Genetic Algorithm*). Nesse trabalho, métodos convencionais de formação de nichos são introduzidos e uma teoria para determinação do tamanho do nicho foi apresentada. Os autores concluem que algoritmos genéticos, uma vez que procuram uma população de soluções, parecem apropriados para otimização multiobjetivo.

A partir das idéias originais de Holland e Goldberg, os algoritmos evolutivos multiobjetivo (**MOEA**) começaram a atrair diversos outros pesquisadores para a área. Deste modo, foram desenvolvidos diversos outros algoritmos incluindo o **NPGA** (*Niched Pareto Genetic Algorithm*) de Goldberg et al. (1994), o **NSGA** (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) de Deb et al. (1994) e o **RWGA** (*Random Weighted Genetic Algorithm*) de Murata e Ishibuchi (1995).

Coello (2005) classifica esses métodos como a primeira geração de **MOEA**'s. Segundo ele, essa primeira geração enfatiza a simplicidade. O sucesso dessa primeira geração foi conseguir combinar um bom mecanismo de seleção de indivíduos não dominados com um bom mecanismo de manutenção da diversidade de soluções. Porém, durante este primeiro período, poucos autores publicaram estudos comparativos entre os diversos **MOEA**'s.

A segunda geração, segundo Coello (2005), deu ênfase à eficiência e tem o **SPEA** (*Strength Pareto Evolutionary Algorithm*) de Zitzler e Thiele (1998) e o **NSGA-II** (*Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) de Deb et al. (2000) como exemplos de **MOEA**'s. Nesta geração,

foram propostos novos mecanismos para manter a diversidade de soluções e novas técnicas de dominância. Houve um aumento significativo no número de publicações a partir desse período (1998 até o presente).

Nessa geração, muitos pesquisadores propuseram uma variedade de medidas de desempenho para permitir uma comparação quantitativa de resultados. Zitzler e Thiele (1998) declarou que, para obter um bom desempenho em um **MOEA**, três objetivos devem ser seguidos:

- Maximizar o número de elementos no conjunto Pareto-ótimo encontrado;
- Minimizar a distância da fronteira de Pareto encontrada e a fronteira real global (assumindo-a conhecida);
- Maximizar o espalhamento das soluções encontradas, para ter uma distribuição mais uniforme e suave possível.

Segundo Coello (2005), os **MOEA's** estão cada vez mais populares em uma grande variedade de problemas. As aplicações desses métodos se dão em engenharia e nas áreas industrial e científica. As aplicações mais comuns descritas na literatura, talvez pelo bom conhecimento dos modelos matemáticos desses problemas, são:

- Engenharia: Elétrica, Estrutural, Aeronáutica, Robótica e Controle;
- Indústria: Projeto e Manufatura, Administração, Planejamento;
- Área Científica: Química, Física, Medicina, Ciência da Computação.

Nessas áreas, há um forte interesse de utilização dos **MOEA's** devido à natureza multiobjetiva dos muitos problemas reais. Outras áreas, como aplicações financeiras, representam grande potencial de aplicação.

Os **MOEA's** podem ser aplicados para uma larga escala de problemas de projeto, abrangendo muitos campos diferentes. Por exemplo, um **MOGA** foi aplicado para otimização de tratamentos com radioterapia, por Haas, Burnham e Mills (1997), no qual os objetivos são aplicar a maior dose para a área alvo, enquanto poupa os órgãos em risco e minimiza a dose em outros

tecidos saudáveis. **MOEA**'s também foram aplicados para problemas de projeto em engenharia, como otimização do formato de uma asa supersônica, por Obayashi, et al. (2000) e otimização de tarefas multidisciplinares de sistemas de controle, por Thompon, et al. (1999).

Outros **MOEA**'s foram estudados e aplicados por diversos outros autores. Choi e Alonso (2004) estudaram a aplicação de algoritmos genéticos multiobjetivo no projeto de redução de estrondo em jatos executivos supersônicos. Sellar et al. (1996) descreveram que os métodos tradicionais de otimização possuem um custo alto quando necessitam analisar sistemas complexos, acoplados ou multimodais, tornando-se impraticáveis. Chipperfield e Fleming (1996) descreveram o uso de algoritmos genéticos multiobjetivos no projeto de um sistema de controle multivariável de uma turbina a gás. Fleming e Purshouse (2001) mostraram que algoritmos genéticos têm sido usados em otimizações de estruturas e parâmetros de controle.

Várias pesquisas abrangentes em **MOEA**'s foram realizadas por Veldhuizen e Lamont (1999), Coello (1999), Deb (1999 e 2001), Fonseca e Fleming (1995). Pesquisas em Algoritmos Genéticos Multiobjetivo estão em sua infância, sendo ainda um campo muito vasto a ser investigado nos próximos anos.

Viana et al. (2008) apresentou o ajuste ideal de dois diferentes tipos de absorvedores dinâmicos de vibração (elementos que apresentam massa, rigidez e amortecimento) através da utilização da otimização por teoria de colônia de formigas. Os absorvedores dinâmicos são conectados a sistemas rotativos para atenuar os níveis vibracionais, logo o objetivo deste algoritmo é minimizar a função objetivo que representa a amplitude de vibração da estrutura. A utilização da metodologia proposta obteve sucesso neste problema de projeto em sistemas mecânicos.

Apesar da existência de muitas variações do **GA** multiobjetivo na literatura, os **MOEA**'s citados são algoritmos bem conhecidos e tiveram seu desempenho testado em diversos estudos comparativos. Muitos artigos trataram da otimização evolucionária multiobjetivo. Coello (2004) lista mais de 2000 artigos dedicados às aplicações dos diversos métodos. A diferença entre eles é, geralmente, o procedimento de avaliação de desempenho (*fitness*), elitismo e diversificação.

Coello (2004) afirma que, apesar do vasto número de aplicações de métodos multiobjetivo na literatura, algumas áreas potenciais ainda são pouco exploradas. Um caso é o de ajuste de parâmetros de modelos estruturais que utilizam os conceitos de elementos finitos. É esta aplicação que este trabalho de mestrado pretende enfocar.

3 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA ROTATIVO

Os estudos sobre problemas em dinâmica de rotores atraíram diversos investigadores que contribuíram consideravelmente para o avanço dessa ciência nas últimas três décadas. Rotores flexíveis, como os considerados neste trabalho, já foram analisados por muitos métodos matemáticos (Eshleman, 1972). Geralmente, métodos numéricos são utilizados para a determinação do comportamento estático ou dinâmico destes elementos (Krämer, 1993 e Lallane, 1998). Archer (1963) e Ruhl e Booker (1972) utilizaram o Método dos Elementos Finitos (**MEF**) aplicado a rotores e obtiveram resultados altamente satisfatórios. Ruhl (1970 e 1972) utilizou um modelo de elementos finitos de um turbogerador para estudar sua estabilidade e a resposta ao desbalanceamento, incluindo efeitos de energia de flexão elástica e energia cinética translacional. Zorzi e Nelson (1977) incluíram o efeito de amortecimento interno do eixo ao modelo. Desde então, o **MEF** foi extensamente aplicado à análise de dinâmica de rotores, incluindo outros efeitos aos modelos para mais precisamente representar um sistema real e, portanto, proporcionar um estudo teórico confiável dos sistemas em questão.

A modelagem dinâmica do sistema rotativo estudado deve conter interações entre todos os seus subcomponentes: rotores, eixo, mancais, acoplamentos, discos, fundação e solo. O **MEF** trata um sistema contínuo discretizando-o em um conjunto de elementos que, individualmente, são considerados contínuos, o que torna o método muito interessante em aplicações para a dinâmica de rotores. Este método expressa o deslocamento de qualquer ponto do sistema contínuo em termos dos deslocamentos de um conjunto finito de pontos, obtidos através de uma função de interpolação. Resultados satisfatórios, no estudo de problemas estruturais, têm sido obtidos com essa abordagem.

Nelson e McVaugh (1976) apresentam uma configuração básica de sistema rotativo (Figura 3.1), o qual inclui discos, eixo (com massa distribuída e elasticidade) e mancais. O sistema de referência XYZ apresentado é o referencial inercial adotado também neste trabalho. X é o eixo axial, enquanto que Y e Z são os eixos transversais horizontais e verticais, respectivamente. O sistema de referência xyz é o referencial rotativo e é definido em relação ao referencial inercial

XYZ através de uma simples rotação $\omega \cdot t$ em torno de X, conforme a Figura 3.1. X e x são colineares e coincidentes com a linha de centro não deformada do rotor.

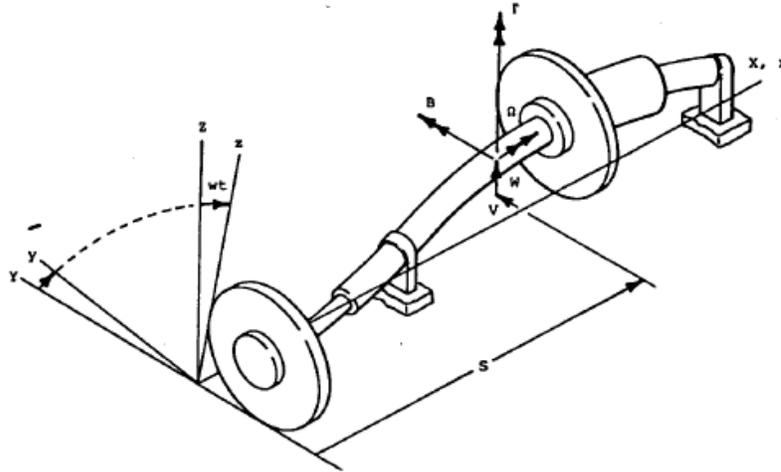


Figura 3.1 – Esquema básico de sistema rotativo e sistema de referência (Nelson e McVaugh, 1976).

Para a discretização da estrutura em elementos finitos, deve-se levar em conta a geometria e o comportamento da mesma. A experiência também é um fator importante na correta utilização do método. Logo, a correta distribuição dos elementos favorece o cálculo das frequências, modos de vibração e cálculo da resposta dinâmica. A aplicação do **MEF** em sistemas rotativos, como o da Figura 3.1, pode ser realizada de acordo com as seguintes etapas:

1. Dividir a estrutura em um número finito de elementos, os quais são conectados entre si por pontos chamados nós. Assim, os nós se localizam nas fronteiras dos elementos.
2. Após a consideração do número de elementos, é possível ser realizado o cálculo da energia cinética (T_i), energia de deformação (U_i) e função de dissipação (R_i) de cada elemento i em função dos deslocamentos dos nós em sua fronteira.
3. Para uma estrutura com N elementos, a soma das energias de cada elemento determina a energia da estrutura global.

$$T = \sum_{i=1}^N T_i \quad U = \sum_{i=1}^N U_i \quad R = \sum_{i=1}^N R_i \quad (3.1)$$

A equação representativa de cada elemento é formada separadamente e a equação global de movimento do sistema é construída pela superposição dessas equações. Com a aplicação da equação de Lagrange (Equação (3.2)), é possível obter a equação de movimento de toda estrutura. Para simplificar o método, a energia de dissipação é desprezada, ou seja, $R_i=0$ para todo i . Esta metodologia foi utilizada por diversos autores na literatura, como Lallane e Ferraris (1990).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Fq_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.2)$$

em que q_i é a i -ésima coordenada generalizada e Fq_i é a força generalizada atuando na direção da i -ésima coordenada generalizada.

A seguir são apresentadas as modelagens de cada componente do sistema rotativo considerado: elementos de disco rígido, elementos de viga, elementos de mancal e elementos de acoplamento.

3.1 Modelo de elemento de disco rígido

Um elemento de disco rígido típico e suas coordenadas estão apresentados na Fig 3.2a. Segundo Nelson e McVaugh (1976), a equação de movimento não amortecida para o elemento de disco no referencial XYZ, resultante da aplicação da equação de Lagrange é:

$$([M_T^d] + [M_R^d])\{\ddot{q}_i^d\} + \omega \cdot [G_D]\{\dot{q}_i^d\} = \{f^d\}, \quad (3.3)$$

Sendo $[M_T^d]$ e $[M_R^d]$ as matrizes de massa e de inércia do elemento de disco; $[G_D]$, a matriz giroscópica; $\{f^d\}$, as forças externas, como desbalanceamento, forças de conexão ou qualquer outra força que possa agir sobre o disco. $\{q_i^d\}$ representa o vetor de coordenadas generalizadas

do elemento de disco localizado no nó i , ou seja, os graus de liberdade em que este componente se insere no **MEF**.

$$\{q_i^d\} = [u_i \quad v_i \quad \alpha_i \quad \beta_i]^T, \quad (3.4)$$

em que u_i e v_i são os deslocamentos nas direções horizontal Y e vertical Z , respectivamente; e α_i e β_i são os ângulos de rotação em relação ao eixo Y e Z , respectivamente, conforme Figura 3.2a. Além disso,

$$[M_T^d] = \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad [M_R^d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_D \end{bmatrix} \quad [G^d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_p \\ 0 & 0 & I_p & 0 \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

em que m_d é a massa do disco rígido, I_D é sua inércia de área e I_p é a inércia polar.

3.2 Modelo de elemento de viga

Um elemento de viga típico com seção transversal circular (localizado entre os nós i e j de um **MEF**) e suas coordenadas estão apresentados na Fig 3.2b.

A partir do modelo Euler-Bernoulli e negligenciando deslocamentos torcionais e longitudinais, esse elemento possui 8 graus de liberdade, 4 de translação e 4 de rotação e o seu vetor de coordenadas generalizadas $\{q_i^e\}$ é:

$$\{q_i^e\} = [u_i \quad v_i \quad \alpha_i \quad \beta_i \quad u_j \quad v_j \quad \alpha_j \quad \beta_j]^T \quad (3.6)$$

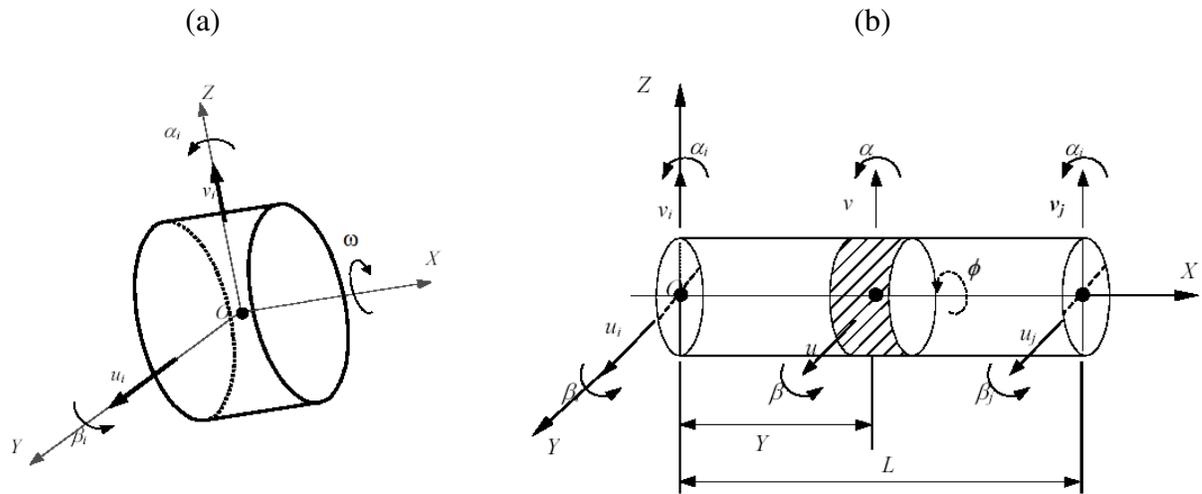


Figura 3.2– Modelo de elementos finitos para cada elemento e suas coordenadas. (a) Elemento de disco; (b) Elemento de viga (Castro, 2007).

A equação de movimento para um elemento de viga é fornecida pela Eq 3.7.

$$([M_T^e] + [M_R^e])\{\ddot{q}_i^e\} + ([C^e] + \omega \cdot [G^e])\{\dot{q}_i^e\} + [K_B^e]\{q_i^e\} = \{f^e\}, \quad (3.7)$$

sendo $[M_T^e]$ e $[M_R^e]$ as matrizes de massa e de inércia do elemento de viga; $[C^e]$, a matriz de amortecimento; $[G^e]$, a matriz giroscópica; O vetor de força $\{f^e\}$ inclui desbalanceamento de massa no elemento de viga, forças de conexão ou qualquer outra força atuante nesse elemento. Todas as matrizes da Equação (3.7) são simétricas, com exceção da matriz giroscópica $[G^e]$, que é antissimétrica.

Para o caso de elementos de viga com seção transversal constante, temos (NELSON E MCVAUGH (1976)):

$$[M_T^e] = \frac{\rho_e \cdot A_e \cdot L_e}{420} \cdot \begin{bmatrix} 156 & & & & & & & & \text{sim.} \\ 0 & 156 & & & & & & & \\ 0 & -22L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ 54 & 0 & 0 & 13L_e & 156 & & & & \\ 0 & 54 & -13L_e & 0 & 0 & 156 & & & \\ 0 & 13L_e & -3L_e^2 & 0 & 0 & 22L_e & 4L_e^2 & & \\ -13L_e & 0 & 0 & -3L_e^2 & -22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$[M_R^e] = \frac{\rho_e \cdot A_e \cdot R_e^2}{120L_e} \cdot \begin{bmatrix} 36 & & & & & & & & \text{sim.} \\ 0 & 36 & & & & & & & \\ 0 & -3L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ -36 & 0 & 0 & -3L_e & 36 & & & & \\ 0 & -36 & 3L_e & 0 & 0 & 36 & & & \\ 0 & -3L_e & L_e^2 & 0 & 0 & 3L_e & 4L_e^2 & & \\ 3L_e & 0 & 0 & -L_e^2 & -3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$[G^e] = \frac{2 \cdot \rho_e \cdot A_e \cdot R_e^2}{120L_e} \cdot \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & \text{anti} \\ 36 & 0 & & & & & & & \text{sim.} \\ -3L_e & 0 & 0 & & & & & & \\ 0 & -3L_e & 4L_e^2 & 0 & & & & & \\ 0 & 36 & -3L_e & 0 & 0 & & & & \\ -36 & 0 & 0 & -3L_e & 36 & 0 & & & \\ -3L_e & 0 & 0 & L_e^2 & 3L_e & 0 & 0 & & \\ 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & 3L_e & 4L_e^2 & 0 & \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$[K_B^e] = \frac{E_e \cdot I_e}{L_e^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & & & & & & & & \text{sim.} \\ 0 & 12 & & & & & & & \\ 0 & -6L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ -6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ -12 & 0 & 0 & -6L_e & 12 & & & & \\ 0 & -12 & 6L_e & 0 & 0 & 12 & & & \\ 0 & 6L_e & 2L_e^2 & 0 & 0 & 6L_e & 4L_e^2 & & \\ 6L_e & 0 & 0 & 2L_e^2 & -6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix}, \quad (3.11)$$

onde L_e é o comprimento do elemento de viga; ρ_e , a densidade do material constituinte; A_e , a área transversal; R_e , o raio do elemento de viga cilíndrico; E_e , o módulo de Young do material; I_e o momento de inércia de área.

O amortecimento é considerado proporcional à rigidez através da constante β . Esse valor é um número estimado para o material constituinte do eixo (Weiming e Novak, 1996; Santana, 2009).

$$[C^e] = \beta \cdot [K_B^e] \quad (3.12)$$

3.3 Modelo de elementos de mancal

Sempre que duas partes têm movimento relativo, estas constituem um mancal por definição, independentemente de seu formato ou configuração. Em um sistema rotativo, estes são os dispositivos responsáveis pela ligação entre a parte móvel e a estrutura fixa. Além de absorvedor de energia, outra importante função dos mancais é o de guiar ou restringir graus de liberdade durante a movimentação do eixo.

O uso de materiais para separar as duas superfícies em contato e movimento relativo é amplamente utilizado e conhecido pelo termo lubrificação. Esse termo está associado com a introdução de um filme de fluido entre superfícies que apresentam movimento relativo entre si, com o objetivo de evitar o contato direto entre as partes sólidas. Dessa forma, o óleo altera o atrito seco entre duas superfícies sólidas para atrito viscoso entre superfícies sólidas e um fluido.

A Figura 3.3 esquematiza a presença do fluido em um mancal hidrodinâmico. No início do movimento desses mancais, há contato direto entre o eixo e as paredes do mancal. Com o movimento relativo entre as partes sólidas, o fluido é forçado para a região inferior do eixo

devido a forças de cisalhamento geradas pelo eixo de rotação. Esse fato origina altas pressões na superfície do mancal, que suportam o peso do rotor e previne o contato entre o eixo e o mancal que o suporta, consequentemente prevenindo e reduzindo o desgaste e as falhas em máquinas rotativas.

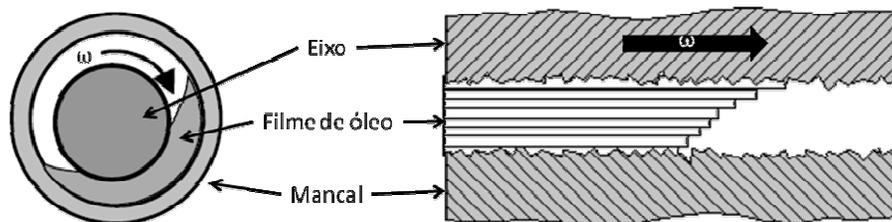


Figura 3.3 – Representação de um mancal hidrodinâmico.

Os primeiros estudos relacionados à influência do comportamento dinâmico dos mancais sobre as máquinas rotativas são datados de 1883 e 1885 por Tower, que afirmou que um rotor é sustentado pelo filme de óleo quando corretamente colocado em movimento de rotação. Em 1886, com algumas simplificações nas equações de Navier-Stokes, Reynolds estabeleceu a equação diferencial para o perfil de pressões que atuam entre duas superfícies em movimento relativo, devido à variação da pressão interna no filme de fluido existente entre duas superfícies.

A idéia de representar as características dinâmicas de um mancal hidrodinâmico por meio de coeficientes de rigidez e amortecimento foi introduzida por Stodola (1925) e Hummel (1926). O objetivo era aperfeiçoar o cálculo da velocidade crítica de um rotor incluindo a flexibilidade do filme de óleo do mancal. Paralelamente, Newkirk (1924 e 1925) descreveu o fenômeno de instabilidade fluido-induzida e, então, vários pesquisadores relacionaram o problema de instabilidade com as propriedades dos coeficientes dos mancais (Bently, 2002; Gunter, 2005; Castro e Cavalca, 2008).

Para modelar os mancais hidrodinâmicos, utilizou-se o modelo proposto e implementado por Machado e Cavalca (2009), que está apresentado no ANEXO A. Segundo esta metodologia, é necessário modelar o filme de óleo considerando o carregamento devido ao peso do rotor e as características geométricas do mancal, que definem a expressão para a espessura do filme de

lubrificante, responsável, por sua vez, pelo campo de pressões e forças hidrodinâmicas de sustentação geradas. O lubrificante pode ser discretizado por um modelo mola-amortecedor (Figura 3.4) e caracterizado por coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento.

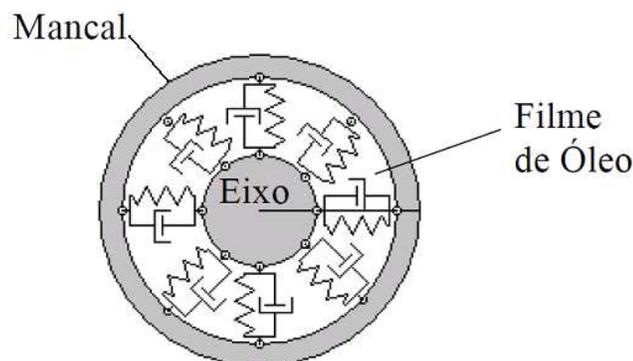


Figura 3.4– Modelo para o filme de fluido nos mancais (Machado e Cavalca, 2009).

Tapia (2003) afirma que a caracterização dos mancais hidrodinâmicos e do seu filme de óleo tem por objetivo fornecer suporte numérico para a quantificação das forças transmitidas por estes componentes, forças estas causadas pelo próprio peso do rotor ou por um desbalanceamento deste, ou até por excitação externa, por exemplo. Isto é feito para que se conheça o comportamento do sistema estudado, neste caso, um rotor suportado por mancais hidrodinâmicos, caracterizando os modos de vibrar deste sistema (suas frequências naturais e formas modais). Machado e Cavalca (2009) acrescentam que a equivalência entre o filme de óleo e conjuntos de molas e amortecedores equivalentes faz uso de equações linearizadas simples, cujas respostas obtidas coincidem, em um número expressivo de casos, com sistemas reais estudados. Entretanto, o estudo dos coeficientes dinâmicos é uma tarefa complexa, para a qual muitos pesquisados têm dedicado esforços para a resolução (Lund, 1987; Wang e Khonsari, 2006; Meruane e Pascual, 2008; Machado e Cavalca, 2009).

A obtenção dos coeficientes dinâmicos para a aplicação neste trabalho foi baseada no estudo de Machado e Cavalca (2009). A avaliação dos coeficientes é realizada através da distribuição de pressão. Um método de diferenças finitas foi aplicado para obter a solução da equação de Reynolds. Estes autores estudaram os coeficientes dinâmicos para diferentes geometrias de mancais hidrodinâmicos (cilíndrico, elíptico, multi-lobular).

De posse de todos os coeficientes, a equação de movimento para um elemento de mancal posicionado no nó i do **MEF** é fornecida pela Eq (3.13).

$$[C^m(\omega)]\{\dot{q}_i^m\} + [K^m(\omega)]\{q_i^m\} = \{f^m\} \quad \text{com } \{q_i^m\} = \{u_i \quad v_i\} \quad (3.13)$$

$$\text{Sendo } [C^m(\omega)] = \begin{bmatrix} c_{XX} & c_{XZ} \\ c_{ZX} & c_{ZZ} \end{bmatrix} \text{ e } [K^m(\omega)] = \begin{bmatrix} k_{XX} & k_{XZ} \\ k_{ZX} & k_{ZZ} \end{bmatrix}$$

$[C^m(\omega)]$ e $[K^m(\omega)]$ representam, respectivamente, as matrizes de amortecimento e de rigidez do mancal, em função da frequência. Os termos (k_{YY} e k_{ZZ}) e (c_{YY} e c_{ZZ}) são chamados coeficientes diretos de rigidez e amortecimento, respectivamente. Os termos (k_{YZ} e k_{ZY}) e (c_{YZ} e c_{ZY}) são chamados coeficientes acoplados ou cruzados (“cross-coupling coefficients”).

Coefficientes dinâmicos constantes, ou seja, que não variam com a frequência de rotação, foram utilizados por diversos autores na literatura, como Tapia (2003), Sekhar e Prabhu (1995). No entanto, os coeficientes dinâmicos variáveis, como apresentados nesta seção, apresentam uma melhor caracterização do comportamento dinâmico dos elementos de mancal, visto que possibilitam uma análise desse comportamento para cada frequência de rotação.

3.4 Modelos de elemento de acoplamento

Uma vez que o acoplamento é considerado um componente no sistema de transmissão de potência, este introduz certa quantidade de massa, amortecimento e rigidez ao conjunto, influenciando seu comportamento dinâmico (Sudhakar, 2009). Na literatura, existem informações limitadas sobre qual é o melhor modelo físico dos acoplamentos. Em geral, estes são modelados como discos rígidos, para os quais seria suficiente usar a modelagem desenvolvida para discos rígidos (seção 3.1), para considerá-los como parte integrante do sistema rotor-acoplamento-mancais. Porém, segundo Sekhar e Prabhu (1995) e Tapia (2003), este modelo despreza a

flexibilidade inerente do acoplamento. Neste trabalho, são apresentados e comparados um modelo simples para acoplamento rígido e o modelo de acoplamento flexível segundo Nelson e Crandall (1992).

Os itens 3.4.1 e 3.4.2 apresentam os modelos utilizados para acoplamento rígido e flexível, enquanto que o Capítulo 4 apresenta um detalhamento sobre os acoplamentos e as forças devidas ao seu desalinhamento.

3.4.1 Acoplamento Rígido

Trabalhos anteriores consideram o acoplamento rígido como um disco concentrado no respectivo nó. Entretanto, para considerar o efeito das forças de desalinhamento, é necessário que o acoplamento seja representado por dois nós (ver discussão no Capítulo 4). Dessa forma, o acoplamento rígido considerado neste trabalho é composto de dois discos rígidos concentrados um em cada nó do acoplamento. A ligação entre os nós é realizada por um elemento de viga. A Figura 3.5 mostra o acoplamento rígido adotado.

As matrizes para o elemento de acoplamento rígido são obtidas alocando as matrizes elementares de disco rígido e a matriz elementar de elemento de viga nos respectivos graus de liberdade na matriz global, como será discutido no item 3.5.

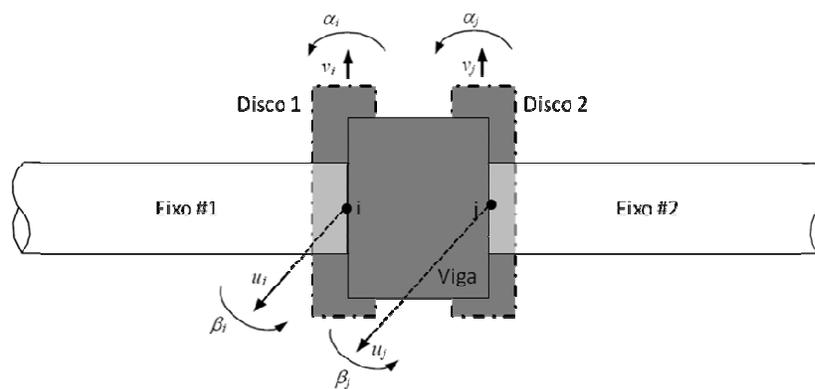


Figura 3.5– Modelo para acoplamento rígido entre os nós i e j e respectivos GDL.

3.4.2 Acoplamento Flexível

Em sua tese de doutorado, Tapia (2003) apresenta uma comparação entre quatro modelos diferentes de acoplamento flexível (dois de Krämer (1993) e dois de Nelson e Crandall (1992)), além do acoplamento rígido.

Krämer (1993) propôs um primeiro modelo de acoplamento com dois nós, sem atrito e radialmente rígido, impondo uma restrição aos nós do acoplamento ao igualar os deslocamentos verticais e horizontais dos nós. Seu segundo modelo acrescenta ao primeiro uma rigidez e um amortecimento rotacionais, equivalentes à flexibilidade do acoplamento.

Entretanto, o primeiro modelo de acoplamento sugerido por Nelson e Crandall (1992) considera o acoplamento como um componente elástico isotrópico, com rigidez translacional k_T e rigidez rotacional k_R entre os nós i e j , que correspondem à conexão entre os dois eixos, conforme a Figura 3.6. Um modelo mais completo foi sugerido no mesmo trabalho. O segundo modelo considera, além dos efeitos da rigidez, os efeitos da inércia e de amortecimento do acoplamento. O efeito de inércia é incluído no modelo considerando um disco rígido em cada um dos nós do acoplamento e os efeitos do amortecimento são incluídos adicionando o amortecimento translacional c_T e o amortecimento rotacional c_R ao modelo. Sendo esse último modelo o mais completo na representação dos possíveis efeitos de um acoplamento real, e por seu uso ter apresentado bons resultados em comparação com análises experimentais em Tapia (2003), este modelo será adotado como o modelo de acoplamento flexível deste trabalho.

A Figura 3.6 apresenta a discretização do modelo físico do acoplamento (Nelson e Crandall, 1992 e Tapia, 2003), bem como os graus de liberdade envolvidos, incluindo os efeitos de rigidez, amortecimento e inércia do acoplamento que conecta os eixos #1 e #2 através dos nós i e j . As linhas tracejadas representam os discos rígidos em cada um dos nós para representação da inércia do acoplamento.

Com essa configuração, a equação dinâmica e o vetor de coordenadas generalizadas do modelo de acoplamento flexível serão:

$$[M^a] \begin{Bmatrix} q_i \\ q_j \end{Bmatrix} + ([C^a] + \omega \cdot [G^a]) \begin{Bmatrix} \dot{q}_i \\ \dot{q}_j \end{Bmatrix} + [K^a] \begin{Bmatrix} q_i \\ q_j \end{Bmatrix} = \{f^a\} \quad (3.13)$$

$$\begin{Bmatrix} q_i \\ q_j \end{Bmatrix} = [u_i \quad v_i \quad \alpha_i \quad \beta_i \quad u_j \quad v_j \quad \alpha_j \quad \beta_j]^T \quad (3.14)$$

em que $[M^a]$, $[C^a]$, $[G^a]$ e $[K^a]$ correspondem, respectivamente, às matrizes de massa, amortecimento, giroscópica e rigidez do elemento de acoplamento e estão apresentadas nas Equações (3.15) a (3.18). Nessas equações, m_i e m_j representam as massas dos discos rígidos em cada nó; I_{mi} e I_{mj} , os momentos de inércia de massa dos discos; I_{pmi} e I_{pmj} , o momento polar de inércia dos discos. Cada nó apresenta quatro GDL e, portanto, as matrizes do acoplamento são 8x8. $\{f^a\}$ representa as forças de conexão e as forças externas, entre elas o desalinhamento entre os eixos.

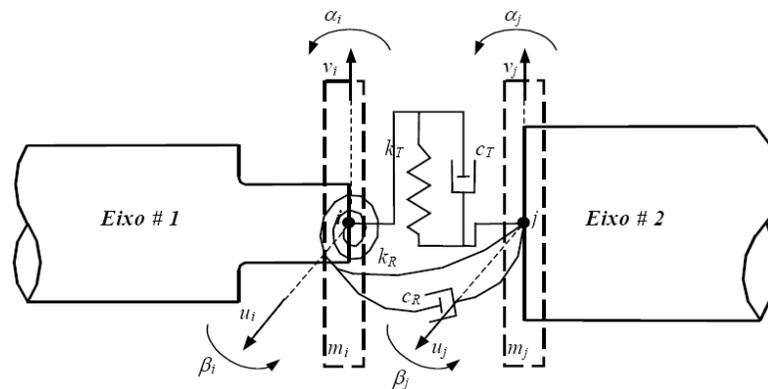


Figura 3.6– Modelo físico de acoplamento flexível de Nelson e Crandall (Tapia, 2003).

$$[M^a] = \begin{bmatrix} mi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{mi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{mi} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & mj & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mj & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{mj} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{mj} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$[C^a] = \begin{bmatrix} c_T & 0 & 0 & 0 & -c_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_T & 0 & 0 & 0 & -c_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_R & 0 & 0 & 0 & -c_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_R & 0 & 0 & 0 & -c_R \\ -c_T & 0 & 0 & 0 & c_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_T & 0 & 0 & 0 & c_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_R & 0 & 0 & 0 & c_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_R & 0 & 0 & 0 & c_R \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$$[G^a] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Pmi} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Pmi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -I_{Pmj} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{Pmj} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$[K^a] = \begin{bmatrix} k_T & 0 & 0 & 0 & -k_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_T & 0 & 0 & 0 & -k_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_R & 0 & 0 & 0 & -k_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_R & 0 & 0 & 0 & -k_R \\ -k_T & 0 & 0 & 0 & k_T & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_T & 0 & 0 & 0 & k_T & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_R & 0 & 0 & 0 & k_R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_R & 0 & 0 & 0 & k_R \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

O modelo de Nelson e Crandall (1992) corresponde a um modelo de massa discreta do acoplamento. Baixos valores de coeficientes de rigidez translacional e rotacional simulam aproximadamente conexões flexíveis, enquanto que altos valores simulam conexões rígidas (Tapia, 2003). Tapia (2003) ainda ressalta que o modelo de Nelson e Crandall de acoplamento pode ser modificado para considerar modelos anisotrópicos para os acoplamentos.

3.5 Montagem da matriz global

Com o modelo de cada componente do sistema rotativo, é possível obter as equações globais do sistema. As matrizes de cada elemento são agrupadas em uma matriz global e suas posições nas matrizes globais estão relacionadas aos graus de liberdade. A Equação (3.19) é a equação dinâmica global do sistema e considera todos os graus de liberdade do sistema rotativo com N nós (Eq 3.20).

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + ([C(\omega)] + \omega \cdot [G])\{\dot{q}(t)\} + [K(\omega)]\{q(t)\} = \{f(t)\} \quad (3.19)$$

$$\{q(t)\} = [u_1 \quad v_1 \quad \alpha_1 \quad \beta_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad \alpha_2 \quad \beta_2 \quad \dots \quad u_N \quad v_N \quad \alpha_N \quad \beta_N]^T \quad (3.20)$$

A Equação (3.18) é dependente do tempo t . $[M]$, $[C]$, $[G]$ e $[K]$ são as matrizes globais de massa, amortecimento, giroscópica e de rigidez; $\{f(t)\}$ é o vetor de todas as forças atuantes no sistema, as quais incluem as forças devidas às falhas por desbalanceamento, empenamento e desalinhamento.

O agrupamento das matrizes elementares na matriz global é representado na Figura 3.7.

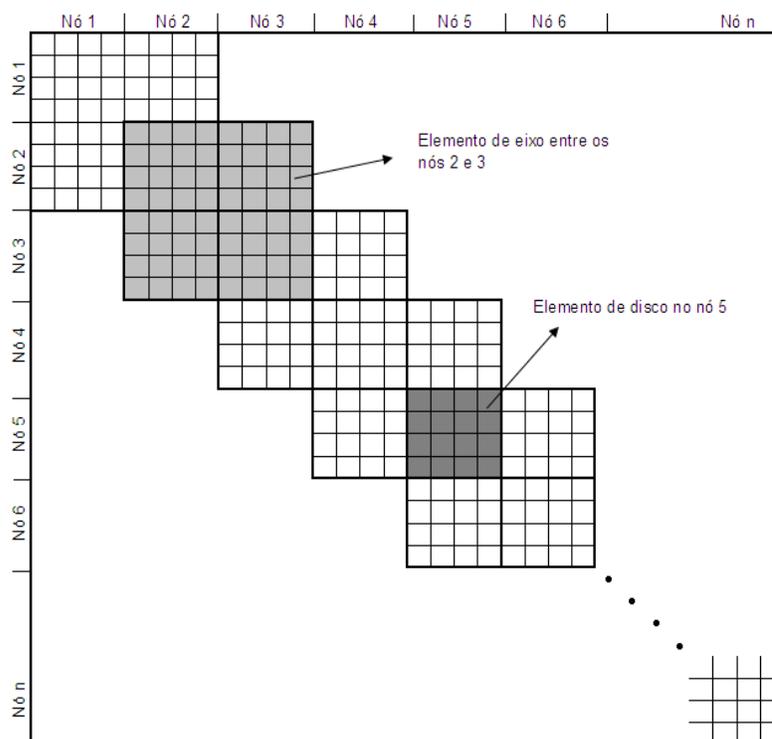


Figura 3.7– Arranjo das matrizes elementares na matriz global (Castro, 2007).

Neste agrupamento, os termos das matrizes elementares são somados aos termos do mesmo grau de liberdade de outra matriz elementar. A Figura 3.7 mostra um exemplo em que são somadas à matriz global uma matriz de elemento de eixo (entre os nós 2 e 3) e uma matriz de elemento de disco rígido, concentrado no nó 5. Após realizar a sobreposição de todas as matrizes elementares, relativas aos elementos de eixo, mancais, discos e acoplamentos, obtêm-se as matrizes globais.

As forças devidas às falhas atuam nos GDL correspondentes ao nó onde a falha está aplicada. Os modelos das forças de excitação devido ao desbalanceamento e ao empenamento e das forças de reação geradas pelo desalinhamento, assim como a influência destes no modelo de elementos finitos do sistema rotativo, serão discutidos no Capítulo 4.

3.6 Solução do sistema no domínio da frequência

A linguagem de programação FORTRAN 90 foi utilizada para implementar o modelo do sistema rotativo e das forças de excitação devidas às falhas, utilizando o método dos elementos finitos (MEF).

Castro (2007) e Camargo (2008 e 2009) realizaram a solução da equação de movimento do sistema (Equação (3.19)) no domínio do tempo. Para isso, o método numérico de Newmark (Bathe e Wilson, 1976) foi utilizado, por se tratar de um método robusto para a resolução de equações não lineares no domínio do tempo. Nesses trabalhos, foram consideradas forças não lineares para representação dos mancais, o que possibilitava o estudo de características não lineares inerentes à presença do mancal no sistema. No entanto, deve-se considerar a utilidade prática do uso de coeficientes de rigidez e amortecimento para o filme de fluido, uma vez que a dinâmica de rotores vem se baseando nesse conceito nos últimos anos.

Portanto, para realizar a análise de falhas, a solução do sistema no domínio da frequência é necessária, visto que possibilita o estudo da influência de cada falha sobre as harmônicas do sistema, apresentando o efeito de cada uma delas sobre uma determinada faixa de frequências em que a máquina considerada está operando.

Para obter a solução do sistema no domínio da frequência, são deduzidas, a seguir, as fórmulas para a primeira e segunda harmônicas visando estudar a influência de cada uma das falhas nessas respostas. Uma abordagem semelhante foi adotada por Sekhar e Prabhu (1995).

3.6.1 Solução para primeira harmônica

Considerando-se a resposta do sistema $q(t)$ e as forças de excitação $f(t)$ como variando de forma senoidal com o tempo, temos que:

$$\begin{aligned}
q(t) &= \{\bar{Q}\} \cdot e^{i(\omega t + \varphi)} = \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i\omega t} \\
f(t) &= \{\bar{F}\} \cdot e^{i(\omega t + \phi)} = \{\bar{F}\} \cdot e^{i\phi} \cdot e^{i\omega t}
\end{aligned} \tag{3.21}$$

em que $\{\bar{Q}\}$ e φ e $\{\bar{F}\}$ e ϕ são as amplitudes e fases das respostas do sistema e das forças de excitação, respectivamente.

Após derivar $q(t)$ no tempo (Equação (3.22)), é possível substituir $q(t)$, $\dot{q}(t)$, $\ddot{q}(t)$ e $f(t)$ na Equação (3.19) para obter a Equação (3.23).

$$\dot{q}(t) = i \cdot \omega \cdot \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i\omega t} \quad \ddot{q}(t) = -\omega^2 \cdot \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i\omega t} \tag{3.22}$$

$$(-\omega^2 \cdot [M] + i \cdot \omega \cdot ([C] + \omega \cdot [G]) + [K]) \cdot \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i\omega t} = \{\bar{F}\} \cdot e^{i\phi} \cdot e^{i\omega t} \tag{3.23}$$

Isolando \bar{Q} , obtém-se a resposta para a primeira harmônica, \bar{Q}_{1x} .

$$\bar{Q}_{1x} = (-\omega^2 \cdot [M] + i \cdot \omega \cdot ([C] + \omega \cdot [G]) + [K])^{-1} \cdot \{\bar{F}\} \cdot e^{i(\phi - \varphi)} \tag{3.24}$$

3.6.2 Solução para segunda harmônica

Analogamente ao item anterior, é possível identificar a resposta para a segunda harmônica:

$$\begin{aligned}
q(t) &= \{\bar{Q}\} \cdot e^{i(2\omega t + \varphi)} = \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i2\omega t} \\
f(t) &= \{\bar{F}\} \cdot e^{i(2\omega t + \phi)} = \{\bar{F}\} \cdot e^{i\phi} \cdot e^{i2\omega t}
\end{aligned} \tag{3.25}$$

Derivando $q(t)$, temos:

$$\dot{q}(t) = i \cdot 2 \cdot \omega \cdot \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i2\omega t} \quad \ddot{q}(t) = -4 \cdot \omega^2 \cdot \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i2\omega t} \tag{3.26}$$

Substituindo na Equação (3.19).

$$(-4 \cdot \omega^2 \cdot [M] + i \cdot 2 \cdot \omega \cdot ([C] + \omega \cdot [G]) + [K]) \cdot \{\bar{Q}\} \cdot e^{i\phi} \cdot e^{i2\omega t} = \{\bar{F}\} \cdot e^{i\phi} \cdot e^{i2\omega t} \quad (3.27)$$

Isolando \bar{Q} , obtém-se a resposta para a segunda harmônica, \bar{Q}_{2x} .

$$\bar{Q}_{2x} = (-4 \cdot \omega^2 \cdot [M] + i \cdot 2 \cdot \omega \cdot ([C] + 2 \cdot \omega \cdot [G]) + [K])^{-1} \cdot \{\bar{F}\} \cdot e^{i(\phi - \varphi)} \quad (3.28)$$

Para resolver os sistemas lineares das equações 3.24 e 3.28, utilizou-se a função **LSLCG_INT** da biblioteca IMSL do FORTRAN. Essa função soluciona um sistema linear algébrico de equações que possui uma matriz de coeficientes complexa. Porém qualquer outro método de resolução de sistemas lineares com matrizes complexas pode ser utilizado. A **LSLCG_INT** utiliza a função **LFCCG** para realizar uma fatoração **LU** da matriz dos coeficientes e estimar o número de condição da matriz. Depois, a função **LFSCG** é aplicada para encontrar a solução do sistema.

Com os valores das respostas nas duas harmônicas \bar{Q}_{1x} e \bar{Q}_{2x} , é possível analisar o comportamento de cada grau de liberdade do sistema para uma determinada força de excitação, como será mostrado nos capítulos de resultados.

4 ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

Rotores e máquinas rotativas em geral são elementos indispensáveis na maioria das indústrias (Jalan e Mohanty, 2009). Devido à exigência de níveis cada vez maiores de confiabilidade no campo de dinâmica de rotores - especialmente no campo de geração de energia e de transportes - avanços estão continuamente sendo feitos na área. Além disso, por causa do progresso na engenharia e na ciência dos materiais, máquinas rotativas estão se tornando mais leves e operando em velocidades cada vez mais elevadas, assim como por um período maior de tempo. O sistema rotor-mancais de máquinas modernas é complexo e necessita de uma predição precisa e confiável de suas características dinâmicas. Edwards et al. (1998) afirmam que todos esses fatores indicam que a detecção, localização e análise de falhas apresentam um papel vital na dinâmica de rotores. Mesmo porque as vibrações causadas pelas falhas (desbalanceamento, desalinhamento, empenamento) podem causar ruídos, danos e a diminuição no tempo de vida ou destruição de partes críticas das máquinas como acoplamentos, mancais e selos, ou ainda, criar trincas em eixos (Xu e Marangoni, 1994), além de perdas econômicas que são geralmente muito maiores do que os custos de monitoramento.

Edwards et al. (1998) e Saavedra e Ramírez (2004) explicam que uma das áreas de maior interesse no monitoramento de máquinas rotativas é a análise de vibrações, sendo uma das técnicas mais poderosas para atingir tal objetivo. Através das medições e análise das vibrações nesses equipamentos, é possível detectar e localizar falhas importantes como desbalanceamento, desalinhamento entre eixos, empenamento e trincas em um eixo.

A origem das vibrações em máquinas rotativas é relacionada ao projeto e/ou processo de manufatura e montagem imperfeitos, ou seja, defeitos são a origem das vibrações nesses sistemas. Uma máquina perfeita não produziria vibrações durante sua operação e, no entanto, apresentaria custos extremamente elevados e impraticáveis. Wowk (1991) entende que a questão remanescente é qual a severidade do defeito e o quanto projetamos tolerar, ou seja, algum nível de vibração é aceitável para todas as máquinas, sendo resultado de tolerâncias de fabricação e variações na montagem. Contudo, uma elevada amplitude de vibração, se comparada com

máquinas similares, indica que algo está errado. Ou ainda, se os níveis de vibração apresentam um aumento, após meses de operação em um nível estável, pode haver a indicação de um problema em desenvolvimento e técnicas de manutenção devem ser aplicadas.

As vibrações são um efeito e, dessa forma, o defeito deve ser analisado para que a causa seja encontrada. As vibrações em máquinas rotativas são a maior fonte de informação disponível para a detecção e análise das possíveis falhas. Existem algumas outras formas, como por exemplo: análise do óleo, temperatura, parâmetros elétricos ou medidas de desempenho da máquina.

Os rotores em instalações industriais, por exemplo, apresentam várias falhas simultâneas e muitas vezes não é possível removê-las conjuntamente, apesar de constantes esforços no sentido de manter as falhas dentro dos limites aceitáveis. Podem existir níveis toleráveis de desalinhamento em rotores acoplados, de empenamento, de não linearidade em mancais e assimetria da rigidez de elementos do rotor ou suporte. Muito esforço tem sido feito para combater esses aspectos logo na etapa de projeto. Entretanto, durante a operação da máquina, um ou mais efeitos podem surgir e, em muitos casos, a existência prolongada de uma falha pode levar ao surgimento de outra. Por exemplo, cargas causadas por um desalinhamento severo podem causar trincas ou um atrito no rotor pode causar empenamento devido a efeitos térmicos. Segundo Darpe (2006), nas situações em que mais de uma falha existe em um sistema rotor-mancais, o problema de relacionar as vibrações observadas a uma falha particular pode se tornar uma tarefa difícil e, no passado recente, apenas alguns estudos focaram esse problema.

Algumas diferentes técnicas podem ser utilizadas para identificação de falhas em máquinas rotativas. Uma análise preliminar das falhas pode ser realizada por meio de uma análise de sintomas de falhas ou relações de causalidade. Bachschmid et al. (2001), entretanto, relatam que informações quantitativas mais significativas podem ser obtidas de técnicas de diagnóstico baseadas em modelos matemáticos dos sistemas analisados, nas quais o comportamento dinâmico do conjunto completo da máquina (composto por rotores, mancais, fundação e acoplamentos, por exemplo) pode ser simulado. Ainda, segundo esse autor, a técnica de identificação por modelos pode ser aplicada utilizando diferentes abordagens, dependendo da natureza do sistema em

observação (como estimação de parâmetros, estimação do estado, equações de paridade). Lees et al. (2009) apresentam uma análise geral dos avanços nos últimos 20 anos na identificação de parâmetros através de modelos completos de máquinas rotativas, abordagem que obteve um importante papel na rápida resolução e quantificação de falhas.

Técnicas de diagnóstico baseadas em modelos de máquinas rotativas podem ser utilizadas para identificar as falhas que afetam esses sistemas. Segundo Pennacchi (2004), o efeito dinâmico das falhas e defeitos pode ser modelado através de um conjunto adequado de excitações equivalentes que são aplicados nos nós de um modelo de elementos finitos de uma máquina rotativa. Conseqüentemente, a identificação das falhas pode ser obtida pela avaliação do conjunto de excitações que minimiza o erro entre as vibrações experimentais da máquina e a resposta proveniente dos modelos numéricos, o qual normalmente é denominado resíduo. Para permitir a comparação entre os resultados, o resíduo geralmente é normalizado.

O método dos mínimos quadrados ponderados pode ser utilizado para identificar um conjunto de forças e momentos que minimize o erro entre as vibrações experimentais e a resposta do sistema obtida pelas simulações dos modelos numéricos, como estudado por Pennacchi (2004) e outros autores. O método proposto nesta dissertação de mestrado baseia-se nos algoritmos genéticos multiobjetivo, que são métodos robustos de busca e possibilitam a obtenção de um conjunto de soluções ótimas para o problema, como será discutido no Capítulo 5.

A precisão de um modelo de identificação de falhas pode ser significativamente influenciada tanto pela adequação do modelo de falhas quanto pela adequação do modelo numérico na representação do problema e pelo método de busca e minimização. Alguns métodos de identificação de falhas no domínio do tempo foram realizados, mas a abordagem descrita neste trabalho, assim como a maioria dos trabalhos em identificação de falhas, enfoca os resultados no domínio da frequência.

Neste capítulo, portanto, são desenvolvidos os modelos de forças de excitação devidas ao desbalanceamento residual de massa, empenamento do eixo e desalinhamento do acoplamento, utilizando excitações equivalentes. Como apresentado, as forças e momentos devida a cada falha

são adicionados ao vetor de força global da equação dinâmica do sistema, nos nós e GDL's relativos às posições das falhas.

4.1 Desbalanceamento de massa

O desbalanceamento é conhecido como sendo umas das causas mais comuns de vibração em máquinas e está presente, em maior ou menor grau, em praticamente todas as máquinas rotativas. É considerada, ainda, a mais significativa fonte de excitação de rotores. O desbalanceamento gera uma força centrífuga que atuará nos mancais e na estrutura de suporte da máquina. Tal força é periódica (se medida de um ponto estacionário) quando a máquina está em operação e gira na velocidade de rotação do eixo, sendo sua frequência de vibração, portanto, síncrona (1x a velocidade do eixo).

Existem muitas causas para a existência do desbalanceamento em um rotor, entre montagem incorreta, porosidade em peças fundidas, densidade não uniforme do material, tolerâncias de fabricação, ganho ou perda de material durante a operação, ações de manutenção, troca de parafusos ou qualquer outro evento que afete a distribuição de massa (WOWK, 1991; PRABHU E SEKHAR (2008)). Ou mesmo em um rotor balanceado, a condição de balanceamento se deteriora durante a operação de uma máquina devido a várias razões, como acúmulo de resíduos, corrosão, erosão e impacto de partículas.

A quantidade de desbalanceamento em um elemento rotativo é normalmente expressa como o produto da massa desbalanceada pela sua distância em relação ao eixo de rotação da peça, sendo que sua amplitude varia com o quadrado da velocidade de rotação. A frequência vibracional é exatamente igual à velocidade de rotação da máquina e sua amplitude proporcional à quantidade de massa desbalanceada. Esta condição atuará somente na velocidade síncrona (1x) e, portanto, se uma resposta experimental possuir vibrações em harmônicas superiores, tal comportamento não será devido ao desbalanceamento (Wowk, 1991; Rao, 2001; Xu e Marangoni, 1994). Wowk (1991) ainda afirma que nunca encontrou, em sua vasta experiência em

diagnóstico e correção de falhas, uma condição de desbalanceamento com ausência do componente síncrono ($1x$) e que se vibrações síncronas estão presentes, o desbalanceamento deve ser relacionado no topo da lista de causas possíveis. Entretanto, Eshleman e Jackson (1992) afirmam que, se há um desbalanceamento excessivo em uma máquina rotativa, o comportamento não linear dos mancais pode gerar um sinal de resposta truncado e introduzir vibrações com frequência de ordem mais elevada ($2x, 3x...$).

Rotores são normalmente balanceados para manter o desbalanceamento em um nível mínimo aceitável. Na prática, não é possível balancear perfeitamente um rotor devido a erros de medição, porém altos níveis de vibração síncrona podem ser, quase sempre, significativamente reduzidos por balanceamento dos rotores e foram abordadas por uma quantidade expressiva de trabalhos (Edwards et al., 1998). Um dos procedimentos de balanceamento em máquinas rotativas envolve, basicamente, a identificação da magnitude e da posição do desbalanceamento e aplicação de uma massa corretiva a 180° para compensar o desbalanceamento, o que resulta na aproximação do centro de massa ao centro geométrico e em uma operação mais suave da máquina. Essa estratégia pode se repetir para vários planos de desbalanceamento ao longo de uma máquina rotativa. O balanceamento de rotores é uma estratégia largamente estudada na literatura, para um ou mais planos de desbalanceamento (Rao, 2001; Prabhu e Sekhar, 2008).

Segundo Xu e Marangoni (1994) diversos métodos analíticos foi aplicado para o cálculo da resposta ao desbalanceamento, como o Método da Matriz de Transferência (Lund e Orcutt, 1967), o Método dos Elementos Finitos (Ruhl e Booker, 1972) e o Método da Síntese de Modos Componentes ou Subestruturação (Jäcker, 1980). Este trabalho aborda a inclusão do desbalanceamento no método dos elementos finitos, como é apresentado no item 4.1.1.

4.1.1 Forças devidas ao desbalanceamento

O vetor soma de todas as variáveis de densidade ao longo de um determinado comprimento axial do rotor pode ser combinado em um único ponto de massa desbalanceada, o qual é

denominado *heavy spot* (ponto de massa) por Wowk (1991). A Figura 4.1 apresenta um eixo no instante $t = 0s$, o sistema de referência e o desbalanceamento de massa, sendo o ponto destacado em preto o *heavy spot*.

Na Figura 4.1 o eixo está representado em cinza; O_{XYZ} e O_{xyz} são o centro dos referenciais inercial e rotativo, respectivamente; m_{UNB} é a massa desbalanceada; ε é sua excentricidade; θ_{UNB} é o ângulo inicial de desbalanceamento; ω é a velocidade de rotação do eixo; f_{UNB} é a força de desbalanceamento e f_{UNB}^Y e f_{UNB}^Z suas componentes nas direções vertical e horizontal.

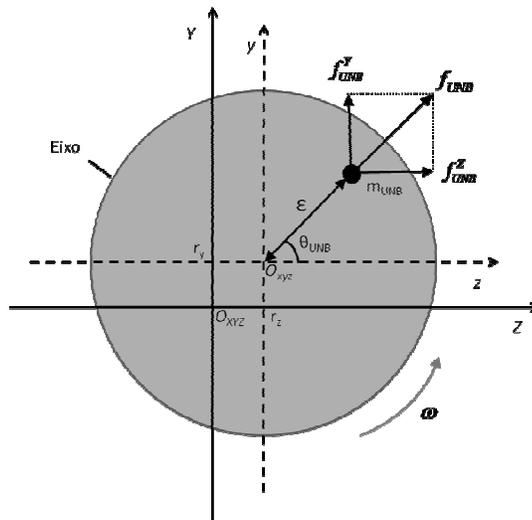


Figura 4.1 – Representação do desbalanceamento segundo o referencial adotado.

Quando existe qualquer massa desbalanceada não nula, $m_{UNB} \neq 0 \text{ kg}$, o eixo é dito desbalanceado e o centro de massa do eixo não coincide com seu centro geométrico O_{xyz} .

Segundo Lalanne e Ferraris (1999), para derivar a força de desbalanceamento, é necessário determinar a posição $\{R_{UNB}\}$ e velocidade $\{\dot{R}_{UNB}\}$ da massa de desbalanceamento em relação ao referencial inercial:

$$\{R_{UNB}\} = \begin{Bmatrix} r_x \\ r_y + \varepsilon \cdot \sin(\omega \cdot t + \theta_{UNB}) \\ r_z + \varepsilon \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta_{UNB}) \end{Bmatrix}, \quad (4.1)$$

em que r_x é a posição do desbalanceamento na coordenada axial do eixo. É considerado que o disco está montado perfeitamente perpendicular ao eixo e, portanto, r_x é um valor constante. Assim,

$$\{\dot{R}_{UNB}\} = \frac{d(\{R_{UNB}\})}{dt} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{r}_y + \varepsilon \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t + \theta_{UNB}) \\ \dot{r}_z - \varepsilon \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t + \theta_{UNB}) \end{Bmatrix} \quad (4.2)$$

Portanto, é possível determinar a energia cinética T_{UNB} do ponto material:

$$\begin{aligned} T_{UNB} &= \frac{1}{2} \cdot m_{UNB} \cdot \{\dot{R}_{UNB}\}^T \cdot \{\dot{R}_{UNB}\} \\ &= \frac{1}{2} \cdot m_{UNB} \cdot (\dot{r}_y^2 + \dot{r}_z^2 + \omega^2 \varepsilon^2 + 2\dot{r}_y \omega \varepsilon \cdot \cos(\omega t + \theta_{UNB}) - 2\omega \varepsilon \dot{r}_z \cdot \sin(\omega t + \theta_{UNB})) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Segundo Lalanne e Ferraris (1999), a expressão $(m_{UNB} \omega^2 \varepsilon^2)/2$ é constante e não tem influência nas equações. Além disso, a massa m_{UNB} é considerada insignificante se comparado a massa do disco, e desta forma, os termos em $m_{UNB} (\dot{r}_y^2 + \dot{r}_z^2)/2$ podem ser desprezados frente à energia cinética da massa do disco rígido. Portanto, a expressão para a energia cinética pode ser aproximada para:

$$T_{UNB} \approx m_{UNB} \cdot \omega \cdot \varepsilon \cdot (\dot{r}_y \cdot \cos(\omega t + \theta_{UNB}) - \dot{r}_z \cdot \sin(\omega t + \theta_{UNB})) \quad (4.4)$$

A aplicação da Equação de Lagrange (Equação (3.2)) fornece:

$$\{f_{UNB}\} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} = -m_{UNB} \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ \sin(\omega t + \theta_{UNB}) \\ \cos(\omega t + \theta_{UNB}) \end{Bmatrix}, \text{ com } q = \{r_x, r_y, r_z\}^T \quad (4.5)$$

No modelo de elementos finitos não é considerado o GDL axial, relativo à r_x . Portanto, para um desbalanceamento de massa localizado no nó i tem-se nos GDL horizontal e vertical:

$$\{f_{UNB}^i\} = \begin{Bmatrix} f_{UNB}^Y i \\ f_{UNB}^Z i \end{Bmatrix} = m_{UNB} \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot \begin{Bmatrix} \sin(\omega t + \theta_{UNB}) \\ \cos(\omega t + \theta_{UNB}) \end{Bmatrix}, \text{ agindo nos GDL } u_i \text{ e } v_i \text{ do nó } i \quad (4.6)$$

A Equação (4.6) é dependente do tempo e é necessária uma análise análoga ao item 3.6 para determinar a influência dessas forças no domínio da frequência (amplitude e fase da força). Eshleman e Jackson (1992) afirmam que os sinais resultantes de um desbalanceamento são sinusoidais.

$$\{f_{UNB}^i\} = \begin{Bmatrix} f_{UNB}^Y i \\ f_{UNB}^Z i \end{Bmatrix} = m_{UNB} \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \cdot \begin{Bmatrix} e^{i\theta_{UNB}} \\ i \cdot e^{i\theta_{UNB}} \end{Bmatrix}, \text{ agindo nos GDL } u_i \text{ e } v_i \text{ do nó } i \quad (4.7)$$

Assim, a força de desbalanceamento (Equação (4.7)) deve ser adicionada aos respectivos GDL's u_i e v_i do nó i do vetor de forças global $\{f(t)\}$ da Equação (3.19), para resolução do sistema linear e análise de falhas devido ao desbalanceamento.

4.2 Empenamento do eixo

O empenamento de um eixo é uma condição na qual seu eixo geométrico não é uma linha reta. Esse efeito ocorre, geralmente, em um rotor que foi deixado estacionário na horizontal por um longo período de tempo, visto que nessa condição o peso próprio do rotor faz com que o eixo apresente uma deflexão permanente devido ao efeito de fluência (Rao, 2001). Depois de certo período de tempo, dependendo da máquina, tal deflexão se torna permanente (Wowk, 1991).

Dessa forma, é aconselhável armazenar os eixos em posição vertical enquanto não são utilizados, quando possível. O empenamento pode ainda se apresentar devido a causas como deformação na fabricação, distorção térmica, alta força de desbalanceamento anterior, condições de temperatura desiguais e alterações das propriedades metalúrgicas devidas ao atrito ou ainda por manuseio indevido (Ehrich, 1992). Estratégias de balanceamento também podem ser utilizadas para permitir a continuidade da operação do eixo, pelo menos para um tempo de vida finito.

O centro de massa de um eixo empenado pode estar suficientemente deslocado do centro geométrico e causar um desbalanceamento de massa relativo. O balanceamento também é utilizado como técnica para correção do empenamento, porém, geralmente elevadas massas de correção são necessárias (Wowk, 1991).

Quando em operação, o espectro de vibração é idêntico ao desbalanceamento, atuando na primeira harmônica, visto que, de fato, é uma condição de desbalanceamento (Chavéz, 2003).

Se um rotor perfeitamente balanceado é conectado a um eixo empenado, o conjunto irá operar desbalanceado.

4.2.1 Forças devidas ao empenamento

A influência produzida por um eixo empenado pode ser considerada como outra força externa proporcional à rigidez do sistema e ao empenamento (Childs, 1993; Chavéz, 2003; Nelson, 2002; Rao, 2001). Ao contrário do desbalanceamento, que varia com o quadrado da frequência de rotação, o empenamento é uma força constante, assim, a equação dinâmica do sistema é obtida adicionando essa força constante, mas que gira junto com o rotor, ao vetor de forças (Meagher, 2008). A expressão da força constante é:

$$\{f_{BOW}\} = [K_{SIST}] \cdot \{r_{BOW}\}, \quad (4.8)$$

sendo $[K_{SIST}]_{N \times N}$ a matriz global de rigidez $[K]$ do sistema rotativo estudado desconsiderando a rigidez dos mancais (coeficientes), ou seja, a rigidez devida ao eixo, disco rígido e possível acoplamento; $\{r_{BOW}\}_{N \times 1}$, o vetor de deslocamentos devido ao empenamento em um eixo rotativo, ou seja, o empenamento em cada GDL de cada nó do sistema.

A Figura 4.2 é uma representação esquemática de um eixo empenado sustentado por dois mancais e o eixo geométrico com e sem empenamento residual. As distâncias representadas por setas indicam os componentes do vetor empenamento $\{r_{BOW}\}$ para cada nó de um modelo de elementos finitos.

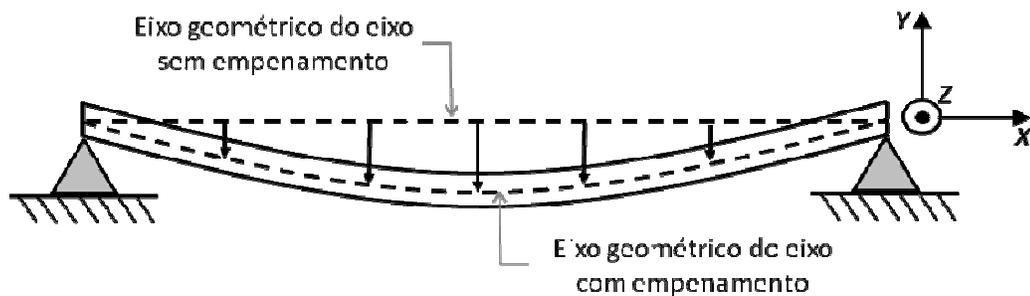


Figura 4.2 – Eixo empenado.

No trabalho de Nelson (2002), o empenamento inicial é considerado restrito no plano XZ e uma curva suave é construída para ligar três valores pontuais do vetor de empenamento $\{r_{BOW}\}$ fornecidos para três nós do **MEF**. Assim, é possível obter os deslocamentos e ângulos devido ao empenamento residual. No entanto, o empenamento pode estar defasado em relação ao plano XZ , como por exemplo, para um eixo deixado estacionário na horizontal por um longo período de tempo.

Rao (2001) afirma que o empenamento e o desbalanceamento estão, em geral, em diferentes posições angulares e o rotor empenado tem um comportamento um pouco diferente do que um rotor puramente desbalanceado. Chavéz (2003), portanto, considera excitação por desbalanceamento e empenamento existindo um ângulo de defasagem γ entre os dois. Ou seja,

$$\gamma = \theta_{BOW} - \theta_{UNB} \quad (4.9)$$

em que θ_{UNB} e θ_{BOW} são os ângulos iniciais que o desbalanceamento e o empenamento, respectivamente, apresentam em relação ao referencial inercial XYZ. Neste trabalho, considera-se θ_{UNB} e θ_{BOW} como entradas do modelo (Capítulo 6) ou como variáveis no processo de ajuste e identificação de falhas (Capítulo 7).

Para a condição de empenamento de um eixo, neste trabalho, são consideradas três variáveis: a amplitude, fase e posição do ponto de maior amplitude de empenamento (nó) ao longo do eixo. Assim, para encontrar o vetor $\{r_{BOW}\}$ é ajustada uma curva conectando o ponto de maior empenamento às extremidades do rotor.

O vetor $\{r_{BOW}\}$ é o vetor de empenamento no plano em que o empenamento está localizado. Assim, é necessária uma transformação de coordenadas para investigar os GDL (deslocamentos e ângulos) referentes aos referenciais inerciais vertical Y e horizontal Z. Após a transformação de coordenadas, um novo $\{r_{BOW}^{XYZ}\}$ é obtido, contendo todos os GDL do sistema $N \times N$. E assim, as forças associadas ao empenamento podem ser adicionadas como vetor de excitação na Equação (3.24) (Nelson, 2002). A força devida ao empenamento é uma força constante para o observador no sistema de referência rotativo xyz , mas é um vetor girante em relação ao sistema inercial XYZ, conforme Equação (4.10). O vetor $\{r_{BOW}\}$ é considerado, para todos os casos estudados neste trabalho, como pertencente a um único plano, porém o empenamento real pode ser representado por uma curva reversa. Neste caso, é necessária somente a correta transformação de coordenadas para ser possível obter as forças devido ao empenamento no referencial inercial.

$$\{f_{BOW}\} = ([K_{SIST}] \cdot \{r_{BOW}^{XYZ}\}) \cdot e^{i(\omega t + \theta_{BOW})} \quad (4.10)$$

Rao (2001) apresenta em seus resultados que, para fazer um diagnóstico claro do empenamento, a fase das respostas deve ser analisada e que somente a análise das amplitudes é, na maioria das vezes, insuficiente para identificação dessa falha.

4.3 Desalinhamento entre eixos

4.3.1 Acoplamentos

A maioria das máquinas rotativas consiste de uma máquina motriz e uma máquina movida, as quais são conectadas por algum tipo de acoplamento (Al-Hussain e Redmond, 2002). Segundo Tapia (2003), acoplamentos mecânicos são elementos indispensáveis em sistemas mecânicos rotativos, sendo utilizados amplamente para transmissão de potência, o que o torna um elemento crítico em qualquer sistema de eixos. Além disso, uma grande variedade de acoplamentos tem sido disponibilizada no mercado e existem poucas informações técnicas de como deve ser sua modelagem matemática dentro dos sistemas.

Ainda segundo Tapia (1993), os primeiros registros de acoplamentos datam do ano 300 a.C. e correspondiam a uma junta universal. Os acoplamentos atuais têm origem no trabalho de Jerome Cardan no século 16, que contribuiu para o desenvolvimento da Junta Cardan (Junta Hooke) e tiveram uma evolução contínua a partir da Revolução Industrial, através de melhoria de materiais, novos métodos de fabricação e análises por elementos finitos, por exemplo.

Atualmente, existem muitos tipos industriais de acoplamentos, classificados basicamente em rígidos ou flexíveis. Seguindo a classificação básica, diversas subclassificações foram propostas por outros autores, como Rivin (1986), Marangoni e Xu (1990), Mancuso (1999) e Tapia (2003). Segundo Prabhu e Sekhar (2008), os acoplamentos são elementos vitais em máquinas rotativas e, apesar de um acoplamento ser pequeno e barato se comparado às máquinas por este conectadas, muita atenção deve ser tomada na sua correta escolha na etapa de projeto.

Acoplamentos rígidos são aplicados basicamente na transmissão de potência entre eixos e são utilizados quando não há desalinhamento (ou o mesmo pode ser desprezado) ou quando os eixos componentes do sistema rotativo são muito robustos.

Acoplamentos flexíveis são utilizados para transmitir potência entre eixos, especialmente para absorver um grau de desalinhamento e permitir que a máquina opere mais suavemente (Wowk, 1991). A flexibilidade de um acoplamento é um item de alta importância no comportamento dinâmico causado por desalinhamento (Pennacchi e Vania, 2008). Xu e Marangoni (1994) afirmam que é importante perceber que acoplamentos flexíveis têm a capacidade de melhorar a capacidade de uma máquina rotativa de tolerar o desalinhamento, porém para máquinas que operam a altas velocidades, acoplamentos flexíveis não são a solução para problemas severos de alinhamento.

Segundo Prabhakar et al. (2001), um número expressivo de métodos analíticos foram aplicados para calcular as respostas ao desbalanceamento, porém limitadas pesquisas foram realizadas sobre as características vibracionais de um sistema na presença de acoplamento e desalinhamento entre eixos. No entanto, Sekhar e Prabhu (1995) afirmam que devido à tendência atual de projetos de máquinas rotativas que operam em faixas de velocidade cada vez mais elevadas, o efeito do acoplamento nas velocidades críticas e o efeito de seu desalinhamento nas amplitudes de vibração desses sistemas, estão se tornando uma consideração cada vez mais importante.

4.3.2 Modelos de acoplamento

A maioria dos trabalhos encontrados na literatura sobre acoplamentos mecânicos ressaltam uma lacuna existente em relação à interação dos modelos físicos simplificados dos acoplamentos com o modelo de sistema completo. Como discutido no Capítulo 3, em geral, os acoplamentos são modelados como discos rígidos, para os quais seria suficiente usar a modelagem desenvolvida para discos rígidos e elementos finitos, para considerá-los como parte integrante do sistema rotor-acoplamento-mancais.

Outros modelos para representação do acoplamento foram utilizados por alguns autores. Prabhakar et al. (2001) modelaram o acoplamento como um junta de Hooke sem atrito e uma

junta com rigidez e amortecimento. Xu e Marangoni (1994) modelaram o acoplamento também por uma junta universal. Entretanto, Redmond e Al-Hussain (2000 e 2002) opinaram que utilizar esse modelo de junta não é apropriado para todos os tipos de acoplamentos flexíveis. Marmol et al. (1980) caracterizaram o acoplamento de engrenagens (*spline coupling*) com 4 coeficientes lineares, correspondendo à rigidez e ao amortecimento, radial e angular. Lund et al. (1993) determinaram os coeficientes de rigidez e amortecimento angular de acoplamentos do tipo *spline coupling*. Bannister (1980) realizou o cálculo da rigidez flexional de acoplamentos de flanges, através de elementos finitos. Simon (1992) considerou o acoplamento como apenas um disco rígido. Sekhar e Rao (1996) modelaram o acoplamento segundo a metodologia de Krämer (1993). Tapia (1993) comparou os modelos de Krämer (1993) e Nelson e Crandall (1992) a resultados experimentais.

Para aplicação neste trabalho, os modelos de elementos finitos para acoplamentos rígido e flexível foram apresentados e sua utilização justificada no item 3.4 (Capítulo 3).

4.3.3 Forças devidas ao desalinhamento do acoplamento

O alinhamento imperfeito de eixos através de acoplamentos geralmente resulta em severos problemas de rotações em máquinas rotativas. Em aplicações reais, é praticamente impossível obter um alinhamento perfeito, ou seja, sempre uma condição de desalinhamento está presente (Gibbons, 1976), resultando no que muitos autores consideram como uma das principais causas de vibração em rotores. Ou seja, o efeito de desalinhamento ocorre devido aos erros de montagem ou às deformações de alguns dos componentes do acoplamento. Mesmo após a utilização de sofisticadas técnicas de alinhamento por *laser*, é provável que o sistema apresente algum grau de desalinhamento (Patel e Darpe, 2009). Ou ainda se um alinhamento perfeito for obtido inicialmente, este não poderá ser mantido por um longo período de tempo devido a efeitos como aquecimento nos mancais e no sistema de lubrificação e movimentação desigual da fundação. Para tentar evitar esse efeito, acoplamentos flexíveis são utilizados para transmitir força e acomodar os desalinhamentos inevitáveis.

A condição de desalinhamento implica que os componentes que são coaxiais em projeto não o são efetivamente na prática. Dessa forma, entende-se por desalinhamento os deslocamentos angulares e de translação nos componentes atuando em partes móveis de máquinas reais e que, por sua vez, são considerados coaxiais quando projetados. A Figura 4.3 apresenta o desalinhamento paralelo e angular entre os eixos acoplados. Entretanto, Wowk (1991) relata que, em situações reais, essa falha é uma combinação dos dois tipos na direção vertical e horizontal.

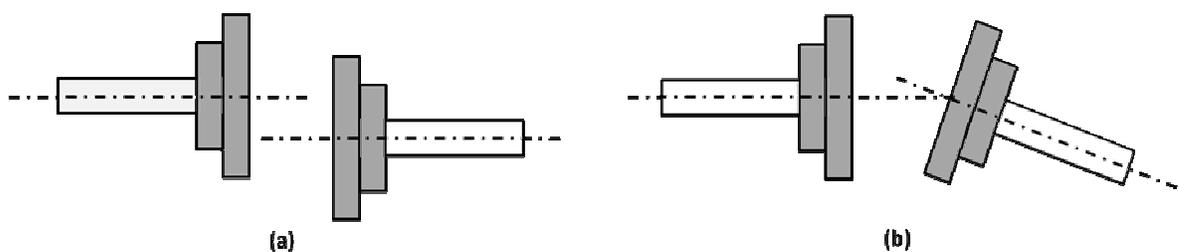


Figura 4.3 – Representação acoplamento e do desalinhamento entre eixos. (a) paralelo; (b) angular. Baseado em Xu e Marangoni (1994).

A presença de desalinhamento entre os rotores acoplados flexiona o acoplamento e determina o aparecimento de forças e momentos de reação sobre os eixos, nos pontos de articulação entre os eixos e o acoplamento. A reação no acoplamento afeta a máquina e, conseqüentemente, tornam-se uma fonte de vibrações. Dessa forma, acoplamentos flexíveis são necessários para minimizar o efeito dos deslocamentos relativos entre os eixos da máquina motriz e movida. Quanto mais distante da condição de alinhamento ideal, maiores serão as forças de reação geradas no acoplamento, causando níveis de vibração mais elevados e diminuindo o tempo de vida de mancais, acoplamentos, selos e outros componentes.

Lees (2007) discute que, apesar do rápido crescimento no entendimento da dinâmica de rotores, existem poucas análises satisfatórias no entendimento do desalinhamento. Assim, no tempo em que a dinâmica de rotores pode ser considerada uma tecnologia madura, o desalinhamento permanece como uma área carente de estudos. Xu e Marangoni (1994), Sekhar e Prabhu (1995), Lee e Lee (1999), Jalan e Mohanty (2009), Patel e Darpe (2009) também afirmam que existem poucos estudos sobre o desalinhamento entre eixos. Saavedra e Ramírez (2004)

explicam que há poucos estudos que diferenciam falhas que causam espectro de respostas semelhantes, como o desalinhamento e trincas. Xu e Marangoni (1994) descrevem ainda que o desalinhamento entre eixos é uma condição de difícil análise, visto que requer um completo modelo rotor-acoplamento-mancais para que seja possível analisar seu espectro de vibração.

A percepção geral é que o desalinhamento em rotores gera uma componente que influencia a resposta da máquina em $2x$ a velocidade do rotor (Dewell e Mitchell, 1984; Piotrowski, 1986; Ehrich, 1992; Xu e Marangoni, 1994; Redmond e Al-Hussain, 2000; Lees et al., 2003; Catania e Maggiore, 2004; Sinha et al., 2004; Attia Hili et al., 2005) e que a influência do desalinhamento na resposta em $1x$ é pequena. Raros autores, como Al-Hussain e Redmond (2002), não encontraram evidências de resposta em $2x$ em seu trabalho.

Gibbons (1976) foi o autor que primeiro desenvolveu um modelo de forças e momentos de reação originários de desalinhamento paralelo entre os eixos motriz e movido, para diferentes tipos de acoplamento. Sekhar e Prabhu (1995) desenvolveram as relações de Gibbons (1976) para desalinhamento angular e Arumugam et al. (1995) para desalinhamento combinado. Esses modelos de forças anteriores foram utilizados por diversos trabalhos subsequentes, como os de Prabhakar (2001), Prabhakar (2002), Jalan e Mohanty (2009). Lee e Lee (1999) desenvolveram relações similares às anteriores, mas consideram também a deformação do acoplamento. Além disso, Bachschmid et al. (2002) desenvolveram relações para desalinhamento em acoplamentos rígidos através do balanço da equação de forças nos nós do acoplamento. A consideração adotada pela maioria dos autores é de que o desalinhamento gera forças e momentos constantes nos acoplamentos (proporcionais ao desalinhamento entre os eixos) e independentes da velocidade da máquina, seguindo o que foi proposto por Gibbons (1976). Entretanto, Saavedra e Ramírez (2004) modelaram o acoplamento com parâmetros de rigidez equivalentes e consideram que as forças de desalinhamento são geradas através da variação da rigidez do acoplamento com a rotação.

O modelo de forças adotado para este trabalho também será baseado no trabalho de Gibbons (1976) para desalinhamento paralelo em acoplamentos de diafragma e de Sekhar e Prabhu (1995) para desalinhamento angular. O sistema de coordenadas e de forças e momentos

para cada uma dessas condições está apresentada na Figura 4.4. Os eixos X1 e X2 representam as linhas de centro dos eixos motriz e movido, respectivamente; F_{X1} , F_{Y1} , F_{Z1} , F_{X2} , F_{Y2} , F_{Z2} e M_{X1} , M_{Y1} , M_{Z1} , M_{X2} , M_{Y2} , M_{Z2} representam as forças e momentos geradas pelo desalinhamento (paralelo ou angular) nas respectivas direções e devem ser aplicados nos nós de elementos finitos correspondentes ao acoplamento. X3 é a distância entre as linhas de centro de cada metade do acoplamento (centro de articulação).

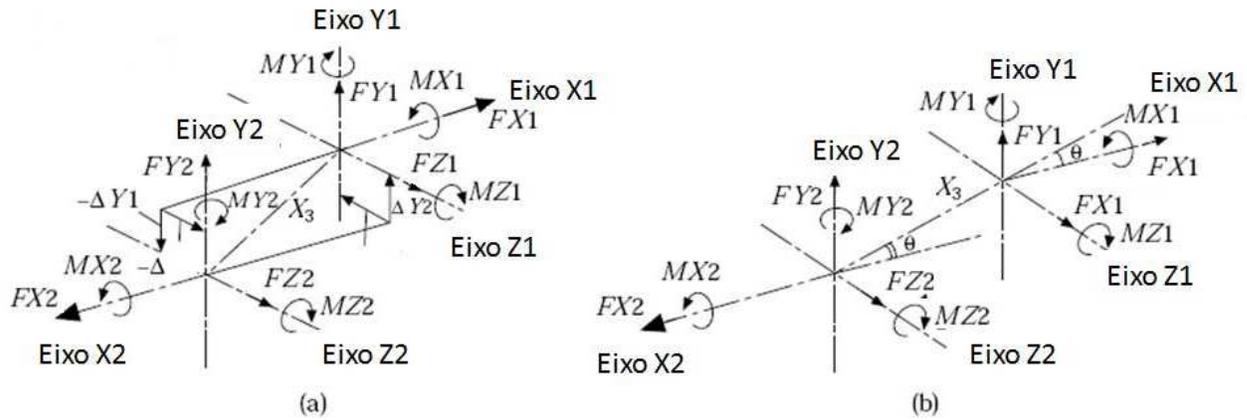


Figura 4.4 – Sistema de coordenadas dos nós do acoplamento.(a) Desalinhamento paralelo (Gibbons, 1976); (b) Desalinhamento angular (Sekhar e Prabhu, 1995).

Os ângulos de desalinhamento são obtidos pela Equação (4.11).

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \sin^{-1}(\Delta Y_1 / X_3) & \phi_1 &= \sin^{-1}(\Delta Z_1 / X_3) \\ \theta_2 &= \sin^{-1}(\Delta Y_2 / X_3) & \phi_2 &= \sin^{-1}(\Delta Z_2 / X_3) \end{aligned} \quad (4.11)$$

Para o desalinhamento paralelo, assim como em Gibbons (1976), respeitando-se o sistema de referências:

$$\begin{aligned} M_{Y1} &= T_Q \cdot \sin(\theta_1) + Kb \cdot \phi_1 & M_{Z1} &= T_Q \cdot \sin(\phi_1) - Kb \cdot \theta_1 & M_{X1} &= T_Q \\ M_{Y2} &= T_Q \cdot \sin(\theta_2) + Kb \cdot \phi_2 & M_{Z2} &= T_Q \cdot \sin(\phi_2) + Kb \cdot \theta_2 & M_{X2} &= -T_Q \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\begin{aligned}
F_{Y1} &= (-M_{Y1} - M_{Y2}) / X_3 & F_{Y2} &= -F_{Y1} \\
F_{Z1} &= (M_{Y1} + M_{Y2}) / X_3 & F_{Z2} &= -F_{Z1} \\
F_{X1} &= Ka \cdot \Delta X + K_A \cdot (\Delta X)^3 & F_{X2} &= F_{X1}
\end{aligned} \tag{4.13}$$

em que T_Q é o torque transmitido; Ka e K_A , a rigidez axial do acoplamento (parte linear e não linear, respectivamente); Kb , a rigidez de flexão do acoplamento por diafragma; ΔX , o alongamento (+) ou compressão (-) do acoplamento em relação ao seu comprimento livre.

Para o desalinhamento angular, assim como em Sekhar e Prabhu (1995), respeitando-se o sistema de referências:

$$\begin{aligned}
M_{Y1} &= 0 & M_{Z1} &= 0 & M_{X1} &= T_Q / \cos(\theta) \\
M_{Y2} &= -Kb \cdot \theta & M_{Z2} &= T_Q \cdot \sin(\theta) & M_{X2} &= -T_Q
\end{aligned} \tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}
F_{Y1} &= (-M_{Y1} - M_{Y2}) / X_3 & F_{Y2} &= -F_{Y1} \\
F_{Z1} &= (M_{Y1} + M_{Y2}) / X_3 & F_{Z2} &= -F_{Z1} \\
F_{X1} &= (Ka \cdot \Delta X + K_A \cdot (\Delta X)^3) / \cos(\theta) & F_{X2} &= F_{X1}
\end{aligned} \tag{4.15}$$

Nesta dissertação de mestrado, assim como em e Prabhakar et al. (2001), as vibrações axiais não são consideradas. Na análise de Sekhar e Prabhu (1995), a vibração axial foi incluída no modelo, porém o termo não linear de rigidez K_A foi desconsiderado.

Em Prabhakar et al. (2001) foi considerado o desalinhamento como atuante na primeira, segunda, terceira e quarta harmônicas. Na presente análise, os componentes de primeira e segunda harmônica das forças de reação são considerados e incorporados ao vetor de forças nos graus de liberdade correspondentes aos dois nós do acoplamento. Assim, o vetor de forças equivalentes relativos aos nós do acoplamento é dado pela Equação (4.16), para cada harmônica

considerada e devem ser incluídos no vetor de forças global, nas posições do **MEF** correspondentes ao acoplamento.

$$\begin{aligned} \{f_{DESAL}\}^{1x} &= \{F_{Y1} \quad F_{Z1} \quad 0 \quad 0 \quad F_{Y2} \quad F_{Z2} \quad 0 \quad 0\}^T \cdot e^{i\omega t} \\ \{f_{DESAL}\}^{2x} &= \{F_{Y1} \quad F_{Z1} \quad 0 \quad 0 \quad F_{Y2} \quad F_{Z2} \quad 0 \quad 0\}^T \cdot e^{i2\omega t} \end{aligned} \quad (4.16)$$

Saavedra e Ramírez (2004) concluem que as forças transmitidas de um acoplamento para os eixos são basicamente estáticas (unidirecionais e constantes) e que há grande dificuldade de realizar medições externas com instrumentos comerciais, assim como discutido por Piotrowski (1986). E completam que é possível quantificar o desalinhamento entre eixos através da análise das forças geradas nas vibrações dos mancais. É exatamente este raciocínio, expandido para as demais falhas analisadas aqui, que será aplicado no Capítulo 7, que trata da identificação dos parâmetros de falhas.

5 ALGORITMOS GENÉTICOS MULTIOBJETIVO

5.1 Otimização e problemas multiobjetivo

Os problemas de otimização apresentam alguns conceitos e definições largamente exploradas na literatura. Inúmeros são os métodos desenvolvidos para tratamento desses problemas, bem como muitas são as classificações adotadas pelos diversos autores da literatura. Programação Linear, Não-Linear e Quadrática (com ou sem restrições) são exemplos da classificação mais geral da vasta gama de métodos clássicos existentes. Os problemas de otimização podem ainda ser classificados em simples-objetivo ou multiobjetivo, dependendo do número de funções objetivo a serem otimizadas simultaneamente.

Para a otimização de funções simples objetivo, a meta é encontrar a melhor solução disponível, chamada de ótimo global, ou pelo menos uma boa aproximação desta solução. Para muitos problemas complexos de otimização em engenharia, as formulações multiobjetivo constituem modelos mais realísticos (Deb, 2001). Um exemplo clássico é minimizar o custo, aumentar o desempenho e maximizar a confiabilidade simultaneamente. Nestes, assim como em muitos problemas práticos, os objetivos que estão sendo considerados são conflitantes entre si, e otimizar o problema com respeito a um objetivo único, geralmente gera resultados inadmissíveis em relação aos demais objetivos. Uma solução racional para um problema multiobjetivo é a investigação de um conjunto de soluções, de modo que cada uma satisfaça os objetivos em um nível aceitável, sem ser dominada por nenhuma outra, oferecendo ao projetista um grau de escolha e flexibilidade.

Para soluções de problemas multiobjetivo, uma alternativa particularmente promissora é a aplicação de algoritmos evolutivos (**EA**, do inglês *Evolutionary Algorithms*), visto que estes se baseiam em populações de soluções a cada iteração (Deb, 2001). Se um problema multiobjetivo apresenta múltiplas soluções ótimas, os **EA** apresentam grande potencial de capturá-las em sua população final (Coello, 2005).

Quando múltiplas funções objetivo são consideradas, grande parte dos métodos clássicos de otimização evita as complexidades que um problema de otimização multiobjetivo envolve, realizando a conversão desses problemas em problemas com um objetivo único através de funções de ponderação que indicam a importância de cada objetivo. Dispondo-se de vários métodos de conversão, pode-se esquecer que, na verdade, o problema de otimização com um objetivo resulta de um desmembramento de problemas com mais de um objetivo, e que existem diferenças fundamentais entre eles. A principal delas está na solução do problema.

Por tratar de objetivos conflitantes, a perfeita solução multiobjetivo que simultaneamente otimiza cada função é praticamente impossível. Uma solução razoável para um problema multiobjetivo é a investigação de um conjunto de soluções, em que cada uma satisfaça os objetivos em um nível aceitável e que não é pior que qualquer outra solução. Os algoritmos que solucionam problemas de otimização com um único objetivo normalmente geram apenas uma solução ótima.

Portanto, Deb (2001) afirma que a diferença fundamental entre otimização simples e multiobjetivo é que, nesta última, existem diversas soluções que podem ser consideradas ótimas e, sem informação prévia, não se pode apontar uma solução melhor. É tarefa dos tomadores de decisões (*decision makers*), neste caso, os projetistas, disporem de informações adicionais para realizar a escolha de uma solução única entre as soluções ótimas.

5.2 Otimalidade de Pareto

O conjunto de soluções de um problema multiobjetivo consiste em todos os vetores de decisão que não podem melhorar o valor de qualquer objetivo, sem a degradação de pelo menos algum dos outros. Estes vetores são conhecidos como ótimos de Pareto.

Para problemas de minimização, a definição do conceito de dominância de Pareto afirma que uma solução factível v é dita dominante em relação a outra solução factível w ($v \succ w$) se, e somente se, duas condições forem satisfeitas para todas as N_{FO} funções objetivo F_{OBJ}^i :

$$\begin{cases} F_{OBJ}^i(v) \leq F_{OBJ}^i(w) & \text{com } i=1, \dots, N_{FO} \\ F_{OBJ}^i(v) < F_{OBJ}^i(w) & \text{para, pelo menos, uma função objetivo } i \end{cases}$$

Fleming e Purshouse (2002) apresentam o conceito de otimalidade de Pareto para o um caso simples (caso bi-objetivo), mostrado na Figura 5.1.

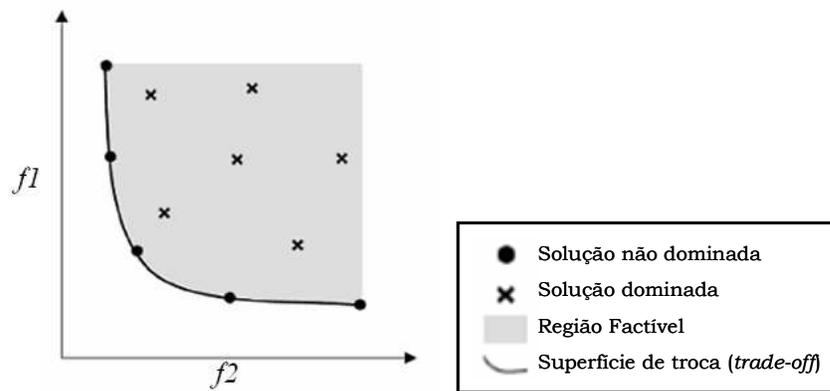


Figura 5.1– Conceito de Otimalidade de Pareto (Fleming e Purshouse, 2002).

A região sombreada indica a região no espaço de objetivos para a qual soluções factíveis existem. A superfície de troca (*trade-off*) entre as duas funções é descrita pela curva escura e encontra-se em uma parte da fronteira da região factível (no caso geral n-objetivo, que será desenvolvido neste trabalho, as trocas serão representadas por uma hipersuperfície). Qualquer melhora em uma função será acompanhada por uma deterioração no desempenho da outra, e vice-versa. As soluções Pareto-ótimas (não-dominadas) estão indicadas por pontos. Cada solução marcada com um 'x' é dominada por pelo menos uma das soluções Pareto-ótimas.

Os dois tratamentos gerais para a otimização multiobjetivo são combinar as funções objetivo individuais em uma função única ou determinar a completa solução Pareto-ótima.

No primeiro caso, problemas multiobjetivo são transformados em problemas simples objetivo, através de ponderação, descrevendo a importância relativa de cada objetivo. A função custo é definida previamente, antes do procedimento de otimização, o que requer informações não necessariamente conhecidas e disponíveis na prática. Esse tratamento retorna, então, apenas uma solução (um ponto na superfície de troca (*trade-off*)) por rodada do algoritmo. Esse método foi utilizado por Castro (2007) na solução de problemas de identificação em dinâmica de rotores.

O segundo tratamento, utilizado em problemas de dinâmica de rotores por Castro et al. (2008), Camargo (2008) e Camargo et al. (2009) consiste em determinar a completa solução Pareto-ótima ou um subconjunto representativo. Esse conjunto Pareto-ótimo consiste de um grupo de soluções que não possuem dominância entre si e não são dominadas por qualquer outra solução no espaço de soluções, representando soluções ótimas globais. Enquanto nos movemos de uma solução Pareto-ótima para outra, sempre há um sacrifício em um ou mais objetivos. Um conjunto desse tipo, normalmente, tem preferência sobre as soluções únicas, já que pode ser aplicado considerando problemas práticos, pois fornecem várias alternativas para que o tomador de decisões escolha a mais adequada na prática. Conjuntos Pareto-ótimo podem conter um grande número de soluções, e, geralmente, este número aumenta com o número de objetivos.

Após encontrar a fronteira de soluções ótimas para vários valores de objetivos, o tomador de decisões deve escolher entre estas a partir de informações adicionais do problema. Esses são os dois passos para um procedimento ideal de otimização multiobjetivo (Deb, 2001).

5.3 Algoritmos Evolucionários e Programação Genética

Inspiradas nos mecanismos da evolução e da genética, a Computação Evolucionária ou Algoritmos Evolucionários foram criados como métodos de solução de problemas que utilizam modelos baseados em conceitos da natureza e em que a evolução é o elemento-chave para o projeto e implementação dos métodos. Foram criadas técnicas estocásticas de busca e otimização poderosas e largamente aplicáveis.

Na natureza, o processo de seleção natural controla a evolução: espécies fracas, ou que não se adaptaram em seu ambiente, acabam em extinção. Os mais fortes ou mais adaptados ao seu meio ambiente têm maior oportunidade de passar seus genes para as gerações futuras via reprodução, enquanto que os menos adaptados frequentemente morrem antes de reproduzir ou produzem filhos mais fracos e menos numerosos. Em longo prazo, a espécie carregando a melhor combinação em seus genes se torna dominante em sua população. Às vezes, no decorrer do processo de evolução, podem ocorrer alterações randômicas em seus genes. Se essas mudanças causam vantagens adicionais no desafio da sobrevivência, novas espécies evoluem das antigas, caso contrário, o processo de seleção natural as elimina.

O conceito de Algoritmo Genético (**GA**, do inglês *Genetic Algorithm*) foi desenvolvido por Holland (1975) e outros pesquisadores entre 1960 e 1970. Nas últimas décadas, algoritmos genéticos foram utilizados como métodos de busca e otimização em vários domínios e para diferentes tipos de problemas e tem apresentado boa potencialidade na resolução de problemas de difícil solução por métodos convencionais. Razões para seu sucesso relacionam-se à busca global que realizam, à sua facilidade de uso e à vasta aplicabilidade (Goldberg 1989). Além disso, o domínio do problema não precisa ser conhecido, o que é especialmente importante quando o conhecimento do domínio exige alto custo computacional (Vafaie e De Jong, 1992). São especialmente atrativos por não exigirem que se saiba como encontrar uma solução ótima para um problema, mas sim como reconhecê-la como ótima. A robustez do **GA** a frente de problemas com comportamento não desejado, descontinuidades e ruído, aumenta ainda mais seu potencial de aplicação.

Mas, apesar dos conceitos simples envolvidos, **GA**'s podem se tornar complexos, sendo que a análise rigorosa dos métodos se encontra em constante desenvolvimento. Muitas variações foram desenvolvidas a partir do modelo original de **GA**, com o objetivo de melhorar seu desempenho e adaptá-lo para problemas particulares. Assim, é mais apropriado considerá-lo como uma metodologia geral de solução de problemas. Além disso, mesmo se uma boa escolha de parâmetros de otimização pode ser encontrada para um problema particular, esse conjunto não será necessariamente ótimo para outros problemas, mesmo para problemas de mesma

classificação (Deb, 2001). Escolhendo erroneamente os parâmetros do **GA**, é possível produzir resultados excessivamente insatisfatórios e, portanto, os detalhes específicos, como escolhas de representação, avaliação e operadores genéticos de cada **GA**, irão variar de aplicação para aplicação, e devem ser realizadas com uma aplicação particular em mente.

5.4 Algoritmos Genéticos: fundamentos, operadores e parâmetros de configuração

Algoritmos genéticos multiobjetivo são uma variação dos **GA** em geral, além de utilizar vários de seus fundamentos. Portanto, é importante a compreensão de como funcionam os **GA**'s gerais para que os **GA**'s multiobjetivo possam ser implementados.

Em um **GA** geral, cada indivíduo (solução) é avaliado em cada geração baseado em seu desempenho (*fitness*) com respeito à função objetivo considerada. A evolução é executada utilizando uma série de operadores estocásticos para manipular o código genético, ou seja, com a evolução da busca, a população inclui soluções cada vez mais ajustadas e, eventualmente, converge. A maioria dos **GA**'s inclui operadores para seleção de indivíduos para reprodução, para formação de novos indivíduos a partir dos selecionados e para determinar a composição da população na futura geração. Operadores bem conhecidos são os de recombinação (*crossover*) e mutação. Através das gerações, a população se move para o espaço de melhores soluções no domínio do problema. Os **GA**'s exploram o espaço de busca para achar boas soluções para o problema e, através deles, é possível trabalhar com diversas soluções dissimilares, mas igualmente boas, dada a utilização do conceito de população.

5.4.1 Representação dos indivíduos: Genótipo x Fenótipo

Na terminologia dos **GA**'s, um vetor solução é chamado de indivíduo, ou cromossomo, e contém a informação variável. Algoritmos genéticos armazenam as características de indivíduos

artificiais em um ‘genótipo eletrônico’, o qual imita o DNA natural. Na implementação original do algoritmo por Holland (1975), o genótipo eletrônico é nada mais que uma linha (string) de bits, sendo um bit a menor unidade de informação que um computador pode processar. Em implementações mais recentes, foi introduzida uma variação maior nos tipos de genes.

Deve-se entender por genótipo a representação da variável de resposta do problema dentro da estrutura do algoritmo. Fenótipo é interpretado como sendo os valores reais da variável de resposta. Em muitos casos, os genes, ou solução possível, são formados por uma cadeia de variáveis binárias. Portanto, a cadeia binária é o genótipo, enquanto que os valores reais das variáveis (números inteiros ou reais) devem ser entendidos como fenótipo, como mostra a Figura 5.2. Entretanto, em alguns casos os genes podem ser formados pelos valores reais. Neste caso, o genótipo é igual ao fenótipo.

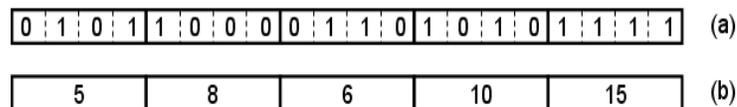


Figura 5.2 – Representação de um indivíduo com 5 variáveis: a) Genótipo; b) Fenótipo.

Neste trabalho, foi utilizada a representação binária dos indivíduos para representar todas as variáveis que são consideradas desconhecidas (Figura 5.3). As variáveis incluem os parâmetros de desbalanceamento (amplitude, fase e posição), empenamento (amplitude, fase e posição) e desalinhamento (ângulo ou deslocamentos). Para cada variável, é determinado um número de bits que são alocados para sua representação. No exemplo apresentado na Figura 5.2a, tem-se cinco variáveis representadas por quatro bits cada uma, formando o genótipo com 20 bits e na Fig 5.2b tem-se os valores decimais de cada uma delas.

Para aplicação neste trabalho, cada indivíduo apresenta uma cadeia genotípica com diversas variáveis. Para encontrar os valores reais das mesmas, e, assim, inseri-los no modelo de forças do MEF, o seguinte procedimento é realizado:

1. Encontra-se a representação decimal de cada parte do genoma, que representa uma variável k . Dado um número binário, para expressá-lo em decimal, se deve escrever cada número que o compõe (bit) multiplicado pela base do sistema (base = 2), elevado à posição que ocupa. O número decimal resultante será $V_{DECIMAL}(k)$.
2. Encontra-se o valor decimal máximo $V_{DECIMAL}^{MÁX}(k)$ que representa uma variável, ou seja, o valor para o caso de todos os bits alocados para aquela variável serem iguais à unidade.
3. Calcula-se o valor real da variável em questão, a partir dos limites mínimo e máximo fornecidos para a variável k , conforme a Equação (5.1).

$$V_{VARIÁVEL}(k) = V_{MÍNIMO}(k) + (V_{MÁXIMO}(k) - V_{MÍNIMO}(k)) \cdot \frac{V_{DECIMAL}(k)}{V_{DECIMAL}^{MÁX}(k)} \quad (5.1)$$

Logo, para o caso de $V_{DECIMAL}(k) = 0$, tem-se que $V_{VARIÁVEL}(k) = V_{MÍNIMO}(k)$. Para o caso de $V_{DECIMAL}(k) = V_{DECIMAL}^{MÁX}(k)$, tem-se que $V_{VARIÁVEL}(k) = V_{MÁXIMO}(k)$. Para qualquer outro possível valor de $V_{DECIMAL}(k)$, $V_{VARIÁVEL}(k)$ assumirá valores intermediários. O conjunto de valores reais de todas as variáveis de um indivíduo é utilizado no modelo de forças do MEF. Assim, as respostas no domínio da frequência podem ser obtidas.

DESBALANCEAMENTO#1						DESBALANCEAMENTO#2						...
1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	1	...
amplitude	fase		posição			amplitude	fase		posição			

EMPENAMENTO						ANGULAR		DESALINHAMENTO PARALELO														
1	0	0	0	1	1	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	1	1	1	0	0	1
amplitude	fase		posição			θ_3	$\Delta Y1$	$\Delta Z1$	$\Delta Y2$		$\Delta Z2$											

Figura 5.3 – Exemplo de representação genotípica para um indivíduo neste trabalho, com todas as variáveis representadas por seis bits.

5.4.2 Função de avaliação de desempenho (*fitness*)

A função, ou funções, objetivo ou de avaliação é o que se deseja otimizar. Esta contém a informação numérica do desempenho de cada cromossomo na população. Nela estão representadas as características do problema que o Algoritmo Genético necessita para realizar seu objetivo (Coello, 2001). São utilizadas para avaliar as soluções produzidas e, para cada indivíduo da população, é atribuído um valor de desempenho (*fitness*), expressando quão boa é a solução para resolver o problema. Esse valor determina, de forma probabilística, qual o sucesso que o indivíduo terá em propagar seus genes (seu código) para gerações futuras. Para melhores soluções são atribuídos maiores valores de desempenho. As funções objetivo para o problema deste trabalho serão discutidas no item 5.7.2.

O **GA** procura maximizar o desempenho de sua população através da aplicação de operadores genéticos (seleção, recombinação e mutação). O desempenho de uma solução no domínio do **GA** corresponde a uma função custo no domínio do problema. Custo é um termo comumente associado a problemas tradicionais de otimização e representa uma medida de desempenho: quanto menor o custo, melhor o desempenho. Métodos de otimização buscam minimizar o custo, assim, é evidente que, maximizando o desempenho, o **GA** está efetivamente minimizando o custo. As medidas de desempenho devem ser traduzidas para um valor de custo. Esse processo é usualmente direto para problemas com um único objetivo, porém a análise se torna mais complicada no caso multiobjetivo. Cada possível vetor de decisão tem um valor de custo associado a um valor de desempenho.

O **GA** requer um valor escalar representando o desempenho de cada solução. Esse valor pode ser absoluto ou relativo a outras soluções e, para classificar as soluções, a classificação (*ranking*) é um tratamento padrão, especialmente em problemas multiobjetivo. Para esse trabalho, adotou-se o método de cálculo de *fitness* do **SPEA**, que será explicado no item 5.6.

5.4.3 Operadores Genéticos: Seleção, Recombinação e Mutação

O princípio básico dos operadores genéticos é transformar a população através de sucessivas gerações, para obter um resultado satisfatório no final do processo. Deste modo, são extremamente necessários para que a população se diversifique e mantenha as características de adaptação adquiridas pelas gerações anteriores. Essencialmente, a recombinação tende a direcionar a busca para áreas superiores do espaço de busca, enquanto a mutação age para explorar novas áreas do espaço de busca e para assegurar que aquele material genético não poderá ser perdido de forma irrecuperável. Escolhas de valores, como taxa de mutação e porcentagem de mutação, são críticas para o sucesso do algoritmo. Rechenberg (1973) propõe que esses parâmetros devem variar adaptativamente para melhorar os resultados de busca.

- Métodos de Seleção (reprodução)

O processo de seleção é uma importante fase do **GA**, pois é feita a escolha dos indivíduos mais aptos a se reproduzirem ou recombinarem e participarem da próxima geração (iteração). A possibilidade de um indivíduo ser selecionado depende de seu desempenho (*fitness*). O desempenho mede o quanto um indivíduo é mais apto do que o outro. No caso da otimização, mostra o quanto um indivíduo está mais próximo do ponto ótimo, e pode ser representado pela própria função objetivo ou uma função da mesma. A seleção pode ser um processo probabilístico, ou seja, um indivíduo com melhor desempenho tem maior probabilidade de ser selecionado, ou determinístico, selecionando os indivíduos com melhor desempenho (Castro, 2007).

O objetivo do operador de reprodução é fazer cópias de boas soluções e eliminar soluções ruins em uma população, enquanto mantêm o tamanho da população constante. Esse objetivo é obtido realizando três passos: identificar boas (acima da média) soluções em uma população, fazer múltiplas cópias dessas soluções e eliminar soluções ruins da população, para que as cópias de boas soluções possam ser introduzidas na população.

Os diferentes procedimentos de seleção no **GA** dependem de como os critérios de desempenho são utilizados. Seleção proporcional, classificação e seleção por torneio são os procedimentos mais conhecidos (Goldberg e Deb, 1991). O método de seleção ainda pode ser definido como elitista se deliberadamente introduz na nova população indivíduos anteriores que obtiveram alto desempenho.

No método de seleção proporcional, a seleção de cada indivíduo é baseada no seu desempenho. Este é o esquema original de seleção proposto por Holland (1975) e, por esta razão, é ainda hoje muito utilizado nas implementações.

Na seleção por torneio, duas ou mais soluções são comparadas e a melhor delas é escolhida. Esse procedimento se repete até que a população toda tenha sido comparada. Os investigadores do **SPEA** propuseram a utilização do torneio binário, o que também foi adotado para este trabalho. A Figura 5.4 apresenta um exemplo de torneio binário para uma população de quatro indivíduos, após a avaliação de seu *fitness*.

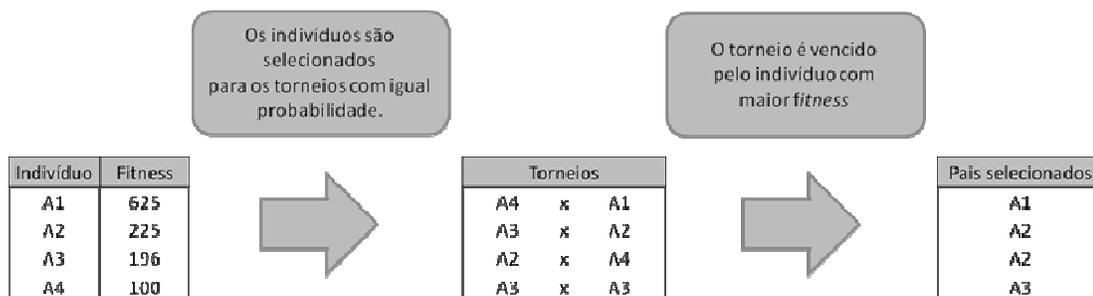


Figura 5.4 – Exemplo de torneio binário (adaptado de Lacerda, 2009).

- Recombinação (*crossover*)

Assim como o operador de seleção, existem vários operadores de recombinação na literatura (Spears, 1998). O operador de recombinação é considerado por muitos investigadores

como o operador mais importante do **GA** e pode ser considerado uma analogia à reprodução sexuada dos seres vivos (Goldberg, 1989). Geralmente, dois cromossomos - chamados pais - são selecionados e porções randômicas de material genético são trocados entre eles para gerar novos cromossomos - chamados filhos (Holland, 1992). Os pais são selecionados entre os cromossomos existentes na população, em ordem de preferência quanto ao seu desempenho (*fitness*), para que os filhos herdem as boas características dos pais. Aplicando iterativamente o operador de cruzamento, genes de cromossomos com melhor desempenho aparecerão mais frequentemente na população, podendo convergir para uma boa solução global.

Em uma recombinação de um ponto de corte, um ponto *C* do cromossomo é escolhido aleatoriamente e todos os bits de um dos lados desse ponto são trocados entre os indivíduos. O raciocínio pode ser estendido para *n* pontos de corte (Michalewicz, 1996). O método para um e dois pontos de corte estão demonstrados na Figura 5.5.

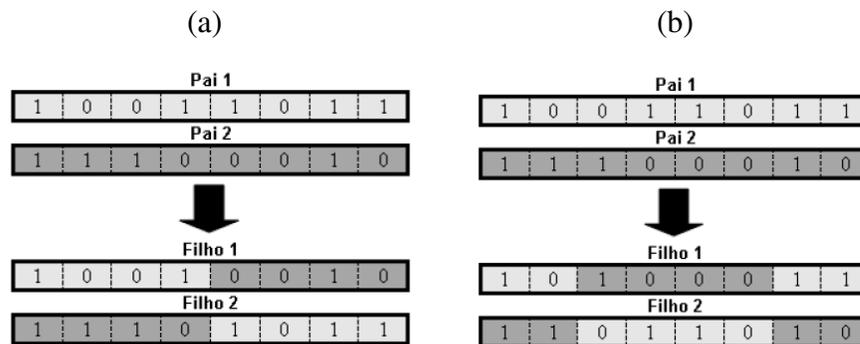


Figura 5.5 – Operação de Recombinação. (a) um ponto de corte; (b) dois pontos de corte.

Para preservar alguns bons indivíduos na população, nem todos sofrerão recombinação. Deste modo, uma probabilidade de recombinação p_c deve ser escolhida e $(100.p_c)\%$ dos indivíduos passarão por esse processo e $100(1-p_c)\%$ deles simplesmente serão copiados para a próxima geração.

De acordo com Goldberg (1989), apesar das operações de seleção e cruzamento parecerem muito simples, é nelas que se concentra o poder dos algoritmos genéticos.

- Mutação

O operador de mutação introduz mudanças randômicas nas características dos cromossomos e é, geralmente, aplicado sobre os genes. Nas implementações típicas do **GA**, a taxa de mutação p_m – a probabilidade de alteração nas propriedades de um gene – é muito pequena e depende do tamanho do cromossomo. Conseqüentemente, o novo cromossomo produzido por mutação não será muito diferente do original. A mutação é um elemento crítico do **GA**, pois, ao invés de guiar a população para a convergência, como o operador de recombinação, reintroduz a diversidade genética na população e permite que o processo de busca escape de ótimos locais.



Figura 5.6 – Operação de Mutação. O quarto bit sofre mutação e um novo indivíduo é criado.

Adaptado de Camargo (2009).

5.4.4 Parâmetros dos Algoritmos Genéticos

Os parâmetros genéticos são as entidades que determinam o desempenho dos **GA**'s, que, geração após geração, tentam encontrar indivíduos com melhor capacidade que os anteriores. Um conjunto de parâmetros como tamanho da população, número de gerações e probabilidades de aplicação dos operadores de recombinação e mutação deve ser definido (Michalewicz, 1996). Sua correta escolha é muito importante para a convergência do método e os valores de cada um deles devem ser analisados especificamente para cada problema. Se esses parâmetros não estiverem ajustados ao problema, a convergência pode não ocorrer ou ainda demandar um maior tempo computacional. Vários autores analisam a influência de cada um desses parâmetros, entre estes Camargo (2008) e Castro et al. (2008), que estudaram o impacto das alterações de cada um deles

no resultado final de um problema de otimização de redundâncias estruturais. Abaixo estão relacionados os parâmetros genéticos gerais, sua descrição e a influência de alterações no desempenho de um algoritmo, na maioria dos casos.

a) Tamanho da População (N): É o número de indivíduos que são representados por cromossomos a cada geração. Uma população pequena acarreta um fraco desempenho, podendo conduzir o algoritmo na direção de um mínimo local. Em contrapartida, uma população grande inibe a convergência prematura para soluções locais, porém, pode resultar em um tempo computacional inaceitável, tendo em vista que a mesma exige um maior número de avaliações da função objetivo.

b) Probabilidade de cruzamento (p_C): A probabilidade de cruzamento é um valor percentual do número de indivíduos que experimentam cruzamento em relação ao número total de indivíduos de uma população. Uma alta probabilidade de cruzamento, em um **GA** sem elitismo (que não armazena as melhores soluções encontradas a cada geração), faz com que indivíduos com alto desempenho sejam eliminados antes mesmo que a seleção possa produzir aperfeiçoamentos. Por outro lado, uma baixa probabilidade de cruzamento pode convergir lentamente devido à baixa taxa de exploração das características genéticas.

c) Probabilidade de mutação (p_M): A probabilidade de mutação é um valor percentual do número de bits escolhidos aleatoriamente para serem alterados em relação ao número total de bits da população. Uma baixa probabilidade de mutação não permite a restauração da diversidade genética da população, ao passo que uma alta probabilidade de mutação resulta em uma busca essencialmente aleatória.

d) Número de gerações (N_{GER}): representa o número total de ciclos de evolução de um **GA**, sendo este um dos possíveis critérios de parada do algoritmo genético. Um número de gerações muito pequeno causa uma queda no desempenho; um valor elevado demanda um tempo maior de processamento, mas fornece uma melhor cobertura do domínio do problema, evitando a convergência para soluções locais.

5.5 Algoritmos Genéticos Multiobjetivo

Visto que os algoritmos genéticos se baseiam em populações, são aplicáveis para resolução de problemas multiobjetivo e seu uso tem sido largamente realizado nos mais variados problemas nos últimos anos. Um **GA** genérico simples objetivo pode ser modificado para encontrar um conjunto de múltiplas soluções não dominadas em uma única iteração. A habilidade do **GA** de simultaneamente buscar diferentes soluções de um espaço de busca torna possível encontrar um conjunto de soluções diversificadas para problemas difíceis, com espaços de soluções não convexos ou descontínuos, por exemplo. O operador de cruzamento do **GA** pode explorar estruturas de boas soluções, com respeito a diferentes objetivos, para criar novas soluções não dominadas em partes inexploradas da fronteira de Pareto. Além disso, a maioria dos **GA's** multiobjetivo não requer que o projetista utilize ponderações, prioridades ou escalas. Consequentemente, o **GA** tem sido o tratamento heurístico mais difundido para projetos e otimização multiobjetivo.

A diferença fundamental dos algoritmos multiobjetivo evolutivos em relação aos algoritmos evolutivos tradicionais é o operador de seleção, dado que a comparação entre duas soluções deve realizar-se conforme o conceito de dominância de Pareto. No caso de uma otimização simples objetivo, o valor de desempenho é calculado para cada indivíduo mediante uma função chamada aptidão ou objetivo. Para o caso de otimização multiobjetivo, teremos um processo similar, porém a técnica mais usada é fazer uma ordenação por meio de ranking. O processo de geração de novas populações é repetido iterativamente até que o algoritmo genético chegue a uma solução ou série de soluções viáveis, ou satisfaça alguma condição de parada.

Diversas variações foram propostas por muitos autores. Entre estas, destacam-se, por seu largo uso ou pioneirismo no período de seu desenvolvimento, os algoritmos abaixo. Esses algoritmos, além de suas variações, apresentam uma extensa aplicação na literatura, nos mais diversos problemas.

- **VEGA** – Vector Evaluated Genetic Algorithm – Schafer (1984).
- **MOGA** – Multi-Objective Genetic Algorithm – Fonseca e Fleming (1993).
- **NSGA** – Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm – Srinivas e Deb (1994).
- **NSGAI** – Elitist Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm – Deb et al. (2000).
- **SPEA** – Strength Pareto Evolutionary Algorithm – Zitzler e Thiele (1998).

Em diferentes estudos, o **SPEA** mostrou um desempenho muito bom se comparado com outros algoritmos genéticos multiobjetivos e, portanto, tem sido utilizado em inúmeras aplicações, além de ser uma referência para várias pesquisas recentes. Em otimização multiobjetivo, é muito importante na procura por uma boa dispersão de soluções, para oferecer ao projetista um conjunto de soluções ótimas, e tornar possível a escolha da solução que mais se adequa ao projeto e o **SPEA** retorna, para a maioria dos problemas testados na literatura, uma boa dispersão. Por esses motivos, foi selecionado como ponto de partida para o desenvolvimento do algoritmo deste trabalho.

O **SPEA** é um algoritmo de otimização multiobjetivo que vem sendo intensamente testado e aplicado para os mais diversos problemas nas áreas de engenharia, indústria e ciência. Sbalzarini et al. (2000) testaram o algoritmo em funções de teste convexas e não convexas e obtiveram com sucesso soluções dispersas na Fronteira de Pareto real. O algoritmo foi aplicado ao projeto de um microcanal de escoamento de fluido e os autores concluíram que o **SPEA** pode ser utilizado como estratégia de resolução de problemas multiobjetivo especialmente quando métodos baseados no gradiente não podem ser aplicados.

Talavera et al. (2004) aplicaram o **SPEA** para planejamento de redes de dados em ambiente multicast, em que a entrega de informação para múltiplos destinatários é realizada simultaneamente. Diversos algoritmos genéticos multiobjetivo foram comparados e os autores concluíram que o **SPEA** apresentou um excelente desempenho para este tipo de problema, visto que encontrou a maior quantidade de soluções na Fronteira de Pareto real.

Lebensztajn et al. (2007) aplicaram o **SPEA** no problema multiobjetivo de projeto de máquinas elétricas e duas funções objetivo foram consideradas: o torque médio e a variação do

torque. Os autores concluíram que o **SPEA** é uma forma eficiente de resolução desse tipo de problema.

Zitzler, Deb e Thiele (2000) realizaram um estudo comparativo entre vários algoritmos multiobjetivo consagrados aplicando-os a funções-teste cuidadosamente escolhidas para causar dificuldades no processo de busca e evolução para encontrar a Fronteira Pareto-ótima. Os autores concluíram que houve uma hierarquia entre os algoritmos e que o **SPEA** é o método mais preciso no processo de obtenção da fronteira Pareto-ótima (superando o desempenho do **MOGA**), para o conjunto de parâmetros genéticos testado. Concluíram também que o elitismo é uma importante ferramenta para aumentar a eficiência de algoritmos genéticos multiobjetivo.

Deb (2001) também testou o desempenho de vários algoritmos multiobjetivo aplicando-os a funções objetivo suficientemente complexas para ressaltar as particularidades de cada algoritmo, sendo que o **SPEA** era o único elitista. O autor concluiu que o **SPEA** teve um desempenho claramente melhor que qualquer um dos demais, entre estes o **MOGA**, e que a preservação das elites é um fator importante para a convergência na Fronteira de Pareto real.

O **SPEA** foi comparado ao **MOGA** no trabalho de Castro et al. (2008), o qual apresenta a otimização de redundâncias em um problema estrutural, considerando o custo (de projeto, de manutenção e de inspeção) e a disponibilidade como funções objetivo. A conclusão foi que ambos os algoritmos retornam valores Pareto-ótimos para o problema, mas o **SPEA** apresenta uma melhor dispersão de resultados na Fronteira de Pareto, o que é desejado em otimização multi-objetivo. A mesma conclusão foi obtida por Camargo (2008), na aplicação do **MOGA** e do **SPEA** à identificação de parâmetros desconhecidos de um modelo de elementos finitos em dinâmica de rotores.

5.6 SPEA – Strength Pareto Evolutionary Algorithm

Proposto por Zitzler e Thiele (1998), o **SPEA** é um algoritmo multiobjetivo elitista. Em algoritmos elitistas, as soluções não dominadas (chamadas elite da população) do problema, encontradas até a geração g são diretamente preservadas até a geração $g+1$ através de operadores elitistas. Dessa maneira, uma boa solução encontrada será somente descartada se for encontrada uma melhor solução. Já a ausência de um operador de elitismo não garante essa condição. Além disso, a presença das soluções elites aumenta a probabilidade de criação de uma nova geração mais apta a resolver o problema, visto que as elites participam das operações genéticas de recombinação e mutação.

Operadores de elitismo podem ser adicionados de várias formas em algoritmos genéticos. Entretanto, alguns cuidados devem ser tomados para que nem todas as soluções elites sejam transferidas para a população da nova geração, fazendo com que o importante processo de busca não progrida. No **SPEA**, as soluções elites são preservadas em uma população externa de tamanho máximo \bar{N} e são atualizadas a cada geração: as antigas elites são comparadas com soluções não dominadas recém-encontradas e as soluções não dominadas resultantes formam a nova elite.

O algoritmo gera randomicamente a população inicial P_0 de tamanho N e a população externa \bar{P}_0 de tamanho \bar{N} . A cada geração g , as soluções não dominadas (pertencentes à primeira fronteira de Pareto encontrada) da população P_g são copiadas para a população externa \bar{P}_g . Em seguida, todas as soluções dessa população externa modificada são comparadas e as soluções dominadas são descartadas da elite. Assim, as soluções elites previamente encontradas podem ser dominadas por novas soluções e, conseqüentemente, apagadas para favorecer a evolução do algoritmo. Porém, para evitar que a população externa se torne superpovoada, devido ao processo de busca de soluções não dominadas continuar por várias gerações, Zitzler e Thiele (1998) propuseram que essa população externa tenha tamanho limitado \bar{N} , ou seja, quando a quantidade de indivíduos não dominados for inferior a \bar{N} , todas as soluções são

mantidas. Quando for superior, nem todas as elites são alocadas na população externa e um algoritmo de agrupamento (*Clustering Method*) foi proposto. Esse algoritmo preserva as \bar{N} elites de regiões menos povoadas do espaço de busca, favorecendo a dispersão das soluções.

Após encontrar as soluções elites, o **SPEA** utiliza os operadores genéticos para encontrar uma nova população e, para guiar a população P_{g+1} para boas regiões no espaço de busca, inclui a população externa \bar{P}_g nesse processo. Para avaliar o desempenho de cada solução encontrada, atribui-se um valor de *fitness* a cada um dos membros das populações P_g e \bar{P}_g .

O *fitness* do **SPEA** é um valor escalar primeiramente atribuído para o caso da população externa \bar{P}_g e recebe o nome de *strength*. A *strength* é proporcional ao número de indivíduos (n_i) da população P_g que um membro i da população externa domina, conforme a Equação (5.2).

$$S_i = \frac{n_i}{N+1} \quad (5.2)$$

Deste modo, quanto mais indivíduos um membro da elite dominar, maior será sua *strength*. A divisão por $N+1$ garante que o máximo valor da *strength* em uma rodada do algoritmo nunca será igual ou maior à unidade. O *fitness* de um membro j da população P_g será sempre a soma dos valores de *strength* de todos os indivíduos da população externa \bar{P}_g que o dominam adicionada à unidade, conforme a Equação (5.3). Assim, garante-se que não será atribuído para as soluções não dominadas um *fitness* pior que o das melhores soluções dominadas e, deste modo, a busca caminha na direção da fronteira não dominada.

$$F_j = 1 + \sum_{i \in \bar{P}_t \wedge i \prec j} S_i \quad (5.3)$$

Conseqüentemente, F_j será sempre maior que o máximo valor de S_i , garantindo que as soluções elites possuam um melhor *fitness*. É importante notar que o método de atribuição de

fitness do **SPEA** sugere que um indivíduo com menor *fitness* represente uma melhor solução, ao contrário de outros algoritmos genéticos, nos quais quanto maior o *fitness*, melhor a solução.

Na Figura 5.7., é apresentado um caso de minimização biobjetivo, em que o tamanho das populações P_g e \bar{P}_g são, respectivamente, $N = 6$ (representados por quadrados) e $\bar{N} = 3$ (representados por círculos). Os valores calculados de *fitness* estão entre parênteses. É possível notar que aos membros da população externa \bar{P}_g são atribuídos menores valores de *fitness* e que os membros da população P_g recebem *fitness* maiores, caso sejam dominados por membros da população externa.

Com os valores de *fitness*, que representam o desempenho de uma dada solução, é possível aplicar o operador de seleção. Na seleção por torneio binário do **SPEA**, duas soluções do conjunto $P_g \cup \bar{P}_g$ são escolhidas aleatoriamente e comparadas, sendo escolhida a melhor delas (menor *fitness*). Esse procedimento se repete até que a população toda tenha sido comparada (N torneios).

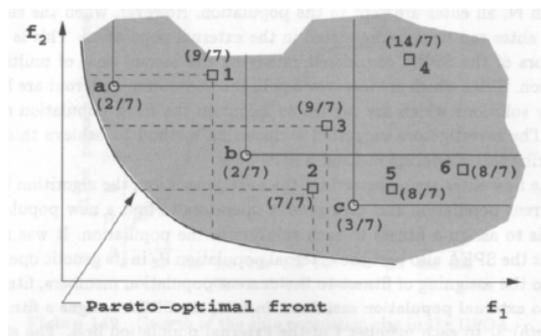


Figura 5.7 – Esquema de atribuição de *fitness* do SPEA (Deb, 2001).

A seguir, os operadores de recombinação e de mutação são aplicados aos indivíduos escolhidos e uma nova população P_{g+1} de tamanho N é criada.

O **SPEA** introduz o tamanho da população externa \bar{N} como parâmetro extra. Deb (2001) afirma que sua escolha deve ser cuidadosa para o bom funcionamento do algoritmo. Se \bar{N} é grande comparado com N a pressão de seleção das soluções elites será grande e o algoritmo pode

não convergir para a Fronteira de Pareto. Se \bar{N} pequena for usada, o efeito do elitismo será perdido. Os idealizadores do **SPEA** concluíram que uma razão de 1:4 entre \bar{N} e N é satisfatória para a maioria dos problemas. Deste modo, essa razão será utilizada neste trabalho.

5.6.1 Algoritmo de Agrupamento (*Clustering Method*)

O algoritmo de agrupamento é acionado apenas se o número de indivíduos não dominados \bar{N}' na população externa $\bar{P}g$ for maior que o limite \bar{N} preestabelecido. Primeiramente, cada solução em $\bar{P}g$ é tratada como um grupo separado, ou seja, há \bar{N}' grupos. Calcula-se a distância d_{12} entre dois grupos C_1 e C_2 computando a distância Euclidiana média de todos os pares de soluções i e j no espaço de soluções normalizado entre zero e um com $i \in C_1$ e $j \in C_2$, utilizando a Equação (5.4) e a Equação (5.5).

$$d_{12} = \frac{1}{|C_1| \cdot |C_2|} \cdot \sum_{i \in C_1, j \in C_2} d(i, j) \quad (5.4)$$

$$d(i, j) = \sqrt{\sum_{k=1}^M \left(\frac{f_k^i - f_k^j}{f_k^{\max} - f_k^{\min}} \right)^2} \quad (5.5)$$

onde f_k^{\max} e f_k^{\min} são os valores máximos e mínimos da função objetivo k e M é o número total de funções objetivo f_k .

Uma vez que todas as $\binom{\bar{N}'}{2}$ distâncias entre grupos forem calculadas, os dois grupos com menor distância entre si são combinados para formar um novo grupo, agora com dois indivíduos. Esse processo de união de grupos próximos continua até que o número de grupos seja igual ao número desejado de \bar{N} . Em cada um desses grupos, o indivíduo que possui menor distância em relação aos demais indivíduos é adotado como elemento representativo do grupo e todas as outras soluções do grupo são apagadas, restando apenas \bar{N} indivíduos na população externa. Garante-

se, assim, que os indivíduos da elite apresentem uma boa dispersão na fronteira de soluções não dominadas encontrada.

Para o caso da Figura 5.8, apresentado em Deb (2001), todos os indivíduos foram avaliados segundo os métodos descritos e cinco deles (3, a, 1, c, 5) foram considerados não dominados e, portanto, pertencentes à elite daquela geração. Porém, o número máximo de indivíduos na população externa é de 3. O algoritmo de agrupamento é aplicado, considerando inicialmente cada indivíduo como um grupo isolado. Os grupos de menor distância entre si são unidos até que se tenham apenas três grupos. Escolhe-se apenas um indivíduo de cada grupo e, deste modo, é possível escolher apenas três indivíduos para formar a população externa. Na Figura 5.8 escolhendo em cada grupo apenas o indivíduo que possui a menor distância média dos demais, é possível optar pelas soluções a, c e 5. É importante notar que o algoritmo de agrupamento favorece soluções não dominadas distantes entre si para estimular a dispersão de soluções não dominadas.

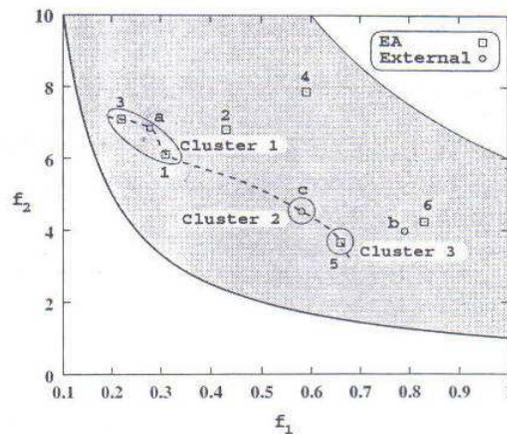


Figura 5.8 – Algoritmo de agrupamento para reduzir o número de soluções da população externa do SPEA (Deb, 2001).

O algoritmo de agrupamento, basicamente, envolve os seguintes passos (Deb, 2001):

1. Inicialmente, considerar que cada solução pertence a um grupo distinto: $C_i = \{i\}$, de forma que $C = \{C_1, C_2, \dots, C_{N'}\}$.

2. Se $|C| \leq \bar{N}$, ir para Passo 5. De outra forma, ir para Passo 3.
3. Calcular a distância entre cada par de grupos usando a Equação (5.4) e a Equação (5.5). Encontrar o par que corresponde à menor distância entre grupos.
4. Unir os grupos C_{i1} e C_{i2} . Dessa forma, o número de grupos é reduzido de 1. Ir para o Passo 02.
5. Escolher uma solução de cada grupo e remover as outras do grupo. O indivíduo que possui a menor distância média dos outros pode ser escolhido como elemento representativo do grupo. Dessa forma, o conjunto de indivíduos resultantes na população externa possui \bar{N} integrantes.

5.7 Aplicação na análise de falhas

5.7.1 Dado experimental

Para simulação de dados experimentais, é adicionado um ruído branco aos dados discretos de amplitude e fase das respostas em frequência obtidas da resolução dos sistemas lineares para um determinado conjunto de variáveis de desbalanceamento, empenamento e desalinhamento. Esses dados são doravante denominados “dados simulados”. Os dados simulados são gerados utilizando a metodologia do item 3.6, para uma determinada faixa de frequências e um número de pontos N_p . A metodologia utilizada para introdução de ruído ao sinal simulado foi apresentada por Dos Santos e Ferraz (2001).

Qualquer dado de amplitude e fase resultante do método de ajuste é doravante denominado “dado ajustado”.

5.7.2 Função objetivo para a análise de falhas

A idéia geral da resolução do problema de análise de falhas é fazer a modelagem do sistema, com parâmetros adotados a priori, e aplicar algoritmos genéticos como um método de otimização para minimizar a diferença entre os resultados da simulação numérica e as saídas reais do problema. O esquema geral dessa abordagem é apresentado na Figura 5.9. Entretanto, em substituição aos sinais resultantes de medições experimentais, serão utilizados dados simulados com certo nível de ruído, como explicado no item 5.7.1.

O método de ajuste contém uma função objetivo que possui todas as variáveis de controle que podem ser obtidas experimentalmente (amplitude e fase da resposta no domínio da frequência em cada mancal). Por sua vez, estas variáveis de controle dependem das variáveis que são ajustadas no processo de otimização, ou seja, os parâmetros de desbalanceamento, empenamento e desalinhamento.

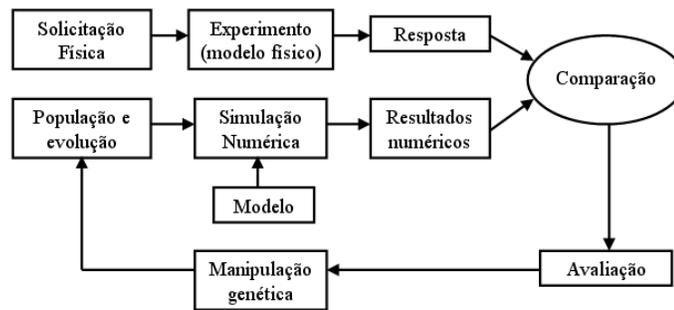


Figura 5.9 – Ajuste do modelo com algoritmos genéticos (Camargo, 2008).

Os ajustes são realizados apenas pelas respostas vibracionais nos mancais, o que torna o método particularmente interessante para aplicações práticas em máquinas reais, em que, em muitos casos, existem poucos pontos livres para medições. As funções objetivo consideram o erro entre a resposta simulada e a resposta ajustada, somando a diferença entre os sinais para cada ponto k entre os N_P pontos.

A Equação (5.6) representa a função objetivo de amplitude e a Equação (5.9) representa a função objetivo de fase.

$$F_{AMPLITUDE} = \frac{1}{N_p} \cdot \sum_{k=1}^{N_p} \text{abs} \left(\frac{\text{AmplitudeSimulada}(k) - \text{AmplitudeAjustada}(k)}{C_{MANCAL}} \right), \quad (5.6)$$

sendo C_{MANCAL} a folga radial do mancal considerado no cálculo, a qual é o valor máximo da diferença entre os sinais. Portanto, tem-se que $0 \leq F_{AMPLITUDE} \leq 1$.

Para calcular as funções objetivo de fase, calcula-se a diferença absoluta entre as fases para cada ponto k considerado. Entretanto, a maior diferença de fase possível entre dois sinais, em valores absolutos, é π . Dessa forma:

$$Dif_{FASE} = \text{abs}(\text{FaseSimulada}(k) - \text{FaseAjustada}(k)), \quad \text{se } Dif_{FASE} \leq \pi \quad (5.7)$$

$$Dif_{FASE} = 2\pi - \text{abs}(\text{FaseSimulada}(k) - \text{FaseAjustada}(k)), \quad \text{se } Dif_{FASE} > \pi \quad (5.8)$$

E, assim, obtém-se a diferença de fase entre os sinais simulados e ajustados (Equação (5.9)). Divide-se por π para garantir que $0 \leq F_{FASE} \leq 1$.

$$F_{FASE} = \frac{1}{N_p} \cdot \sum_{k=1}^{N_p} \left(\frac{Dif_{FASE}}{\pi} \right) \quad (5.9)$$

Para o caso em que o ajuste é considerado apenas para a primeira harmônica, as funções objetivo de amplitude e fase serão calculadas para a resposta no GDL vertical e no GDL horizontal. Portanto, teremos quatro funções objetivo por mancal. Para o caso que inclui o ajuste também na segunda harmônica, as funções objetivo para a segunda harmônica também serão calculadas, resultando em oito funções objetivo por mancal.

5.7.3 Implementação computacional para a análise de falhas

A linguagem de programação **FORTRAN 90** foi utilizada para implementar o modelo do sistema rotativo utilizando o Método dos Elementos Finitos e o modelo de falhas, conforme equações descritas nos Capítulos 3 e 4. A solução dos sistemas de equações lineares para a primeira e para a segunda harmônicas (Equação (3.23) e Equação (3.27)) foram obtidas conforme apresentado no Capítulo 3.

O método de ajuste por algoritmo genético multiobjetivo foi inteiramente desenvolvido em FORTRAN 90 e implementado ao **MEF** para minimizar as funções objetivo (Equação (5.6) e Equação (5.9)), utilizando os conceitos apresentados no neste capítulo. O critério de parada adotado foi o número total de gerações. O algoritmo básico utilizado é indicado a seguir:

1. Gerar aleatoriamente uma população inicial. Conforme item 5.4.1., a representação binária foi utilizada para cada indivíduo da população. Cada vetor de números binários aleatórios carrega as informações de cada indivíduo/solução sobre as variáveis a serem encontradas, que são as variáveis de desbalanceamento (amplitude, fase e posição), empenamento (amplitude, fase e posição) e desalinhamento (ângulo ou deslocamentos).
2. Para Número de Geração “*ger* = 1” até o número total de gerações (critério de parada), faça:
 3. Transformar Genótipo em Fenótipo: converter a *string* binária em valores reais, conforme descrito no item 5.4.1.
 4. Calcular as Funções Objetivo: conforme item 5.7.2, considerar cada indivíduo da população e seus valores reais como solução do problema e resolver o sistema para a primeira e segunda harmônicas, aplicando os valores reais das falhas no **MEF**. Após obter $\bar{Q}_{1,x}$ e $\bar{Q}_{2,x}$, resolver as Equações (5.6) e (5.9) para determinar o erro entre a resposta calculada e a resposta simulada (objetivo).
 5. Usar o conceito de dominância de Pareto para, em função de suas funções objetivo, identificar as soluções não dominadas na população corrente e adicioná-las à população externa.

6. Usar o conceito de dominância de Pareto para localizar as soluções não dominadas na população externa modificada (expandida) e eliminar todas as soluções dominadas.
7. Se, após o passo 6, o tamanho da população externa for maior que o limite escolhido, utilizar o Algoritmo de Agrupamento (*Cluster*), conforme item 5.6.1. para reduzir esse tamanho para o limite.
8. Avaliar o desempenho de cada solução na resposta do problema e, assim, atribuir o *strength* para cada solução da população externa não dominada e depois o *fitness* para cada solução da população corrente.
9. Aplicar o operador de seleção: utilizar a seleção por torneio binário para realizar N torneios entre as populações combinadas (externa e corrente), conforme item 5.4.3.
10. Aplicar o operador de recombinação: escolher aleatoriamente um ponto de cruzamento e dois indivíduos a serem cruzados, considerando a população combinada. Entretanto, indivíduos da população externa não poderão ser alterados, pois contém a melhor combinação de genes até o momento (conforme item 5.4.3).
11. Aplicar o operador de mutação: escolher aleatoriamente um indivíduo da população externa e o(s) bit(s) que irá(ão) ser os pontos de mutação, conforme item 5.4.3.
12. Se o número total de gerações (critério de parada) não foi atingido, ir para a próxima geração ($ger = ger + 1$) e voltar para o Passo 2. Através dos operadores genéticos, uma nova população, que é provavelmente mais próxima da solução final, foi criada. Esta nova população deve ser avaliada e, se possível, melhorada até atingir o critério de parada.

6 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

O presente capítulo tem por objetivo apresentar os resultados das simulações numéricas de sistemas rotativos na presença das falhas modeladas no Capítulo 4. Para isso, dois sistemas rotativos (Modelo 1 e Modelo 2) são modelados por elementos finitos e as falhas são aplicadas nos nós considerados. Em todos os casos, a fundação é considerada como rígida.

É realizada também uma análise da influência de alguns parâmetros das falhas nas respostas em frequência do sistema. Essa análise é útil tanto para compreender o comportamento do sistema quanto para interpretar de uma melhor forma os resultados do processo de identificação de falhas por algoritmos genéticos multiobjetivo (Capítulo 7), em que teremos um conjunto de soluções, cada qual com um distinto conjunto de parâmetros de falhas.

6.1 Modelo 1

O Modelo 1 é composto por um eixo flexível de aço 4035 e um disco rígido de aço cromado ao centro, sustentados por dois mancais hidrodinâmicos cilíndricos. A configuração geométrica, comprimento e diâmetro dos elementos (em milímetros) estão apresentados na Figura 4.1. Esse modelo foi escolhido por simular a bancada experimental do Laboratório de Máquinas Rotativas (**LAMAR**), para futuras análises numérico-experimentais.

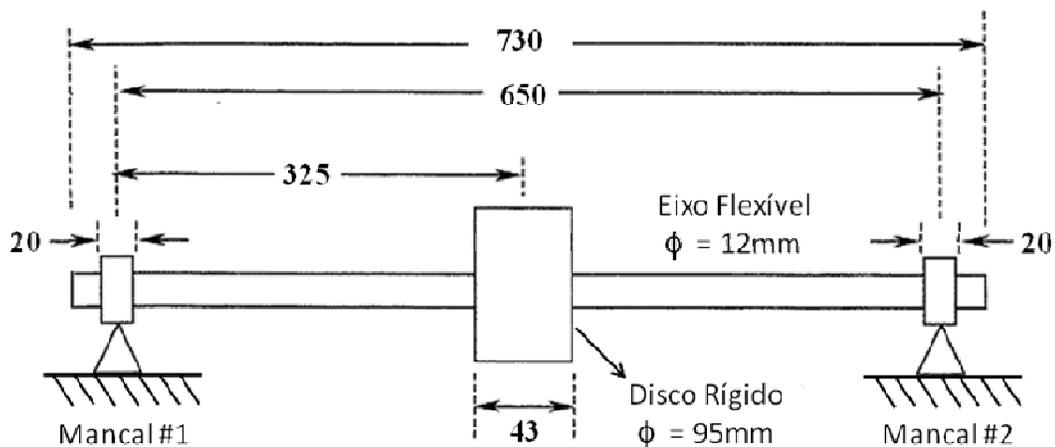


Figura 6.1 – Modelo 1 – Sistema Rotor-Mancais e dimensões em milímetros.

Um modelo de elementos finitos foi elaborado seguindo a metodologia do Capítulo 3 e está apresentado na Fig 6.2. O **MEF** possui 18 elementos e 19 nós, estes representados pelos pontos numerados em vermelho.

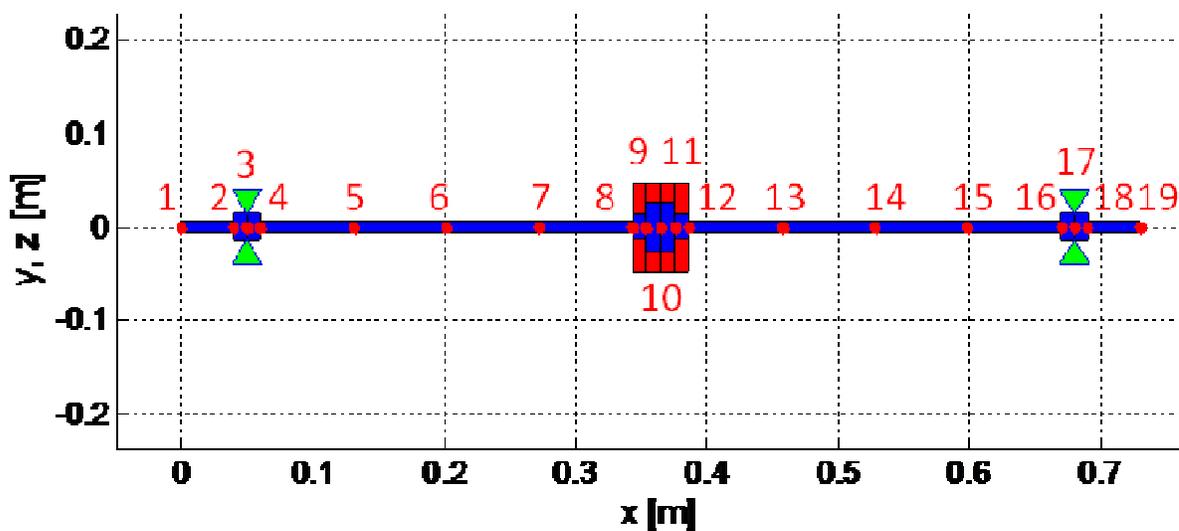


Figura 6.2 – Modelo de Elementos Finitos utilizado no Modelo 1.

Na Figura 6.2, os elementos de viga e de disco estão representados em azul e vermelho, respectivamente. Os quatro elementos de viga que se localizam entre os cinco nós relativos ao disco rígido apresentam um diâmetro maior (26, 52, 52 e 26mm) para inserir no sistema a rigidez

inerente à presença do disco rígido naquele local. As propriedades dos elementos de viga, considerados de aço, são: Módulo de elasticidade $E = 210\text{GPa}$, densidade $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ e coeficiente de proporcionalidade relacionado à rigidez $\beta k = 2.0 \cdot 10^{-4}$. O coeficiente β é um valor estimado e para eixos de aço é um valor conhecido de trabalhos precedentes, como Weiming e Novak (1996) e Santana (2009).

Os elementos de mancal #1 e #2 possuem folga radial de $90\mu\text{m}$ e estão localizados nos nós 3 e 17, respectivamente, representados pelos triângulos verdes. Cada mancal tem comprimento de 20mm e, dessa forma, foram considerados elementos de viga de maior diâmetro (30mm) para representá-los e inserir no **MEF** a maior rigidez do eixo nos locais em que tem contato com os mancais.

Os coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento diretos e cruzados dos mancais hidrodinâmicos cilíndricos foram calculados para cada passo de frequência, seguindo a metodologia de Machado e Cavalca (2009) e estão apresentados nas Figuras 6.3 e 6.4. Os coeficientes para o Mancal #1 e para o Mancal #2 são idênticos porque o rotor considerado é simétrico e, portanto, a carga é a mesma em cada mancal. É interessante notar que os coeficientes de amortecimento cruzados C_{YZ} e C_{ZY} são coincidentes, o que foi previsto por Lund (1987), visto que derivam de operadores auto-adjuntos.

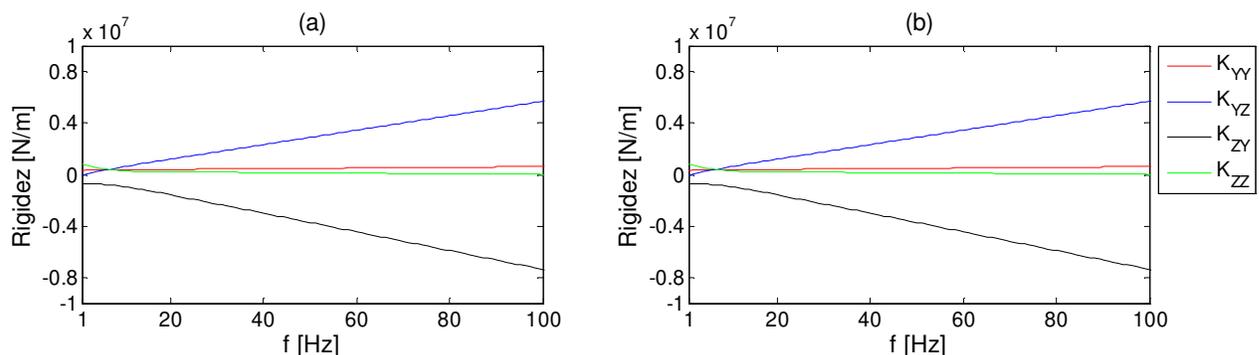


Figura 6.3 – Valores dos coeficientes dinâmicos de rigidez para o Modelo 1.

(a) Mancal #1, (b) Mancal #2.

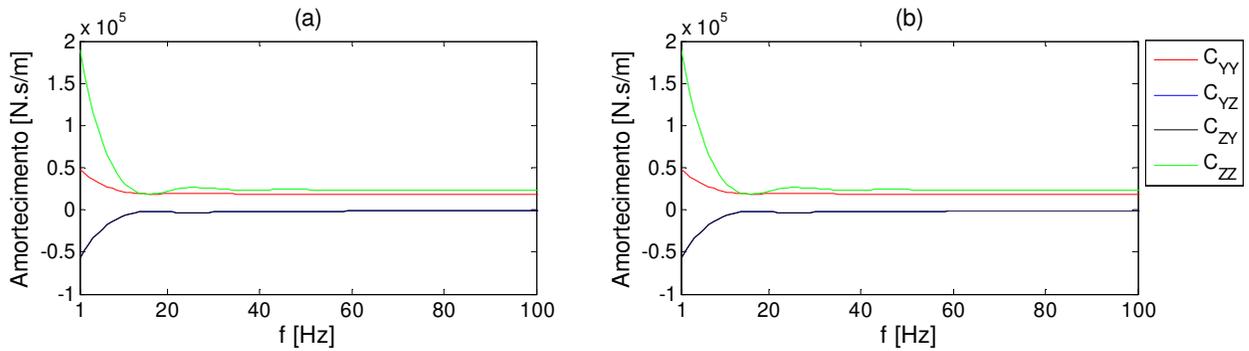


Figura 6.4 – Valores dos coeficientes dinâmicos de amortecimento para o Modelo 1.

(a) Manca #1; (b) Manca #2.

Construído o modelo de elementos finitos, é possível determinar as matrizes globais de massa, rigidez, amortecimento e giroscópica e obter a equação dinâmica para o sistema na primeira e segunda harmônicas (conforme discutido no Capítulo 3) e, assim, excitar o sistema com forças externas (conforme discutido no Capítulo 4).

Para o Modelo 1, a Simulação 1 apresenta as respostas do sistema a um desbalanceamento de massa, enquanto que o Caso 2 acrescenta também as forças devidas ao empenamento do eixo. Para os dois casos, a faixa de frequências analisada foi de 1 a 50 Hz, intervalo no qual está localizada a velocidade crítica do sistema relativo ao Modelo 1. O número de pontos (valores de frequência) analisado foi 400.

6.1.1 Simulação 01 – Excitação por desbalanceamento

Foi considerado que o disco rígido apresenta uma massa desbalanceada de $m_{UNB}=1g$ com excentricidade de $\epsilon=37mm$ em relação à linha central do eixo, portanto, a amplitude do desbalanceamento é $m_{UNB} \cdot \epsilon=3.7 \cdot 10^{-5} kg \cdot m$. Esses valores foram escolhidos pois representam um valor realístico de adição de massa ao disco rígido (que apresenta diversos furos para adição de massas em ângulos diferentes) da bancada experimental do LAMAR. Os outros dados do

desbalanceamento estão apresentados na Tabela 6.1 e, conforme Equação (4.6), o desbalanceamento é inserido no **MEF** nos GDL apropriados. É interessante lembrar que a força de desbalanceamento é proporcional ao quadrado da velocidade de rotação do sistema.

Tabela 6. 1 – Valores dos parâmetros de desbalanceamento para a Simulação 1.

	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento	$3,70 \cdot 10^{-5}$	0°	10 (central)

A Figura 6.5 representa a resposta em frequência na primeira harmônica de cada grau de liberdade de deslocamento horizontal e vertical para cada nó do modelo de rotor. O eixo vertical indica a amplitude da resposta em μm e os eixos horizontais indicam a frequência em Hertz e a distância de cada nó ao ponto considerado inicial do rotor (ver Figura 6.2). Essa figura tem como objetivo apresentar uma visão geral da resposta do sistema ao desbalanceamento e os resultados serão analisados com maior detalhamento nos mancais, que são os subcomponentes de interesse para o método de ajuste.

Como esperado, a resposta do sistema em frequência é simétrica em relação ao nó central. Isso porque o **MEF** é simétrico e a excitação por desbalanceamento é inserida no nó central. Além disso, como esperado em um sistema real, as respostas em amplitude para os nós que representam o disco rígido são praticamente iguais, devido à rigidez mais elevada neste local. É possível ainda notar que as amplitudes de vibração nos mancais são muito inferiores às amplitudes dos outros nós.

As Figuras 6.6 e 6.7 apresentam as respostas em frequência (amplitude e fase) nos nós dos Mancais #1 e #2. Devido à simetria do rotor e da excitação, as amplitudes são coincidentes, entretanto as fases são opostas.

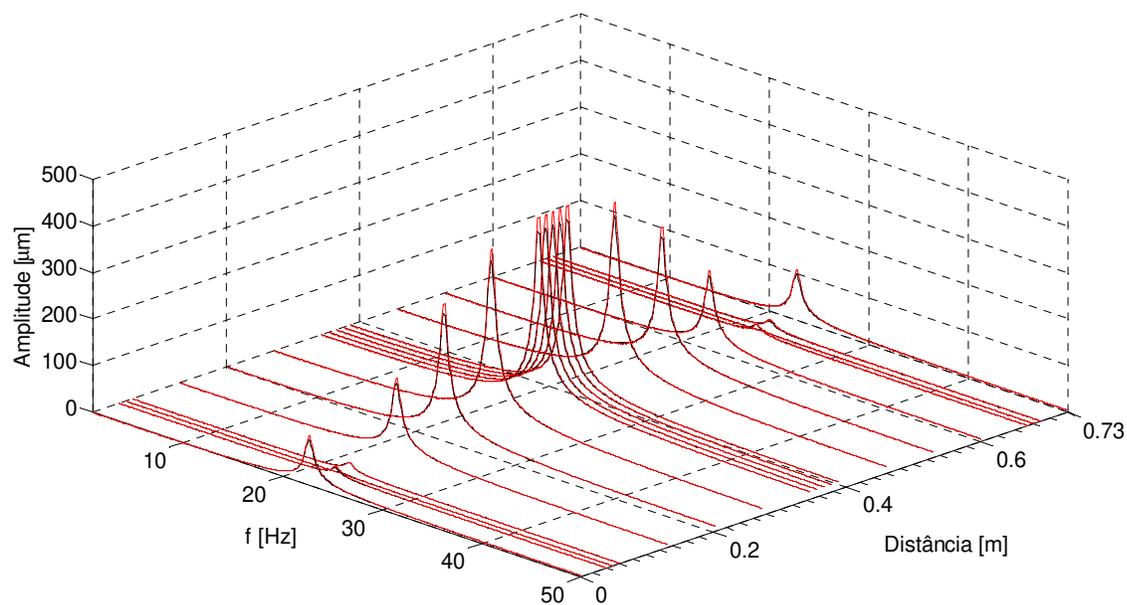


Figura 6.5 – Amplitude da resposta em frequência para a Simulação 01. GDL horizontal (preto), GDL vertical (vermelho).

A frequência de ressonância do Modelo 1 ocorre em 22,78 Hz. Um modelo bastante similar de elementos finitos foi utilizado por Camargo et al. (2009) para análise da resposta no domínio do tempo do sistema rotativo ao desbalanceamento. Nesse trabalho os resultados simulados foram comparados aos resultados experimentais obtidos na bancada do **LAMAR** para a configuração da Figura 6.1 e ambos apresentaram que a frequência de ressonância estaria localizada entre 22,5 e 23,5 Hz. Dessa forma, os resultados apresentados nas Figuras 6.5 a 6.7 indicam que a resposta do **MEF** construído apresenta concordância com os resultados desse sistema real/experimental.

Após analisar as respostas em frequência do sistema excitado pelo desbalanceamento, é interessante investigar a influência da variação de cada parâmetro dessa falha (amplitude, fase e posição) na resposta, especialmente para prever o comportamento do sistema para cada conjunto de parâmetros identificados pelos algoritmos genéticos no Capítulo 7.

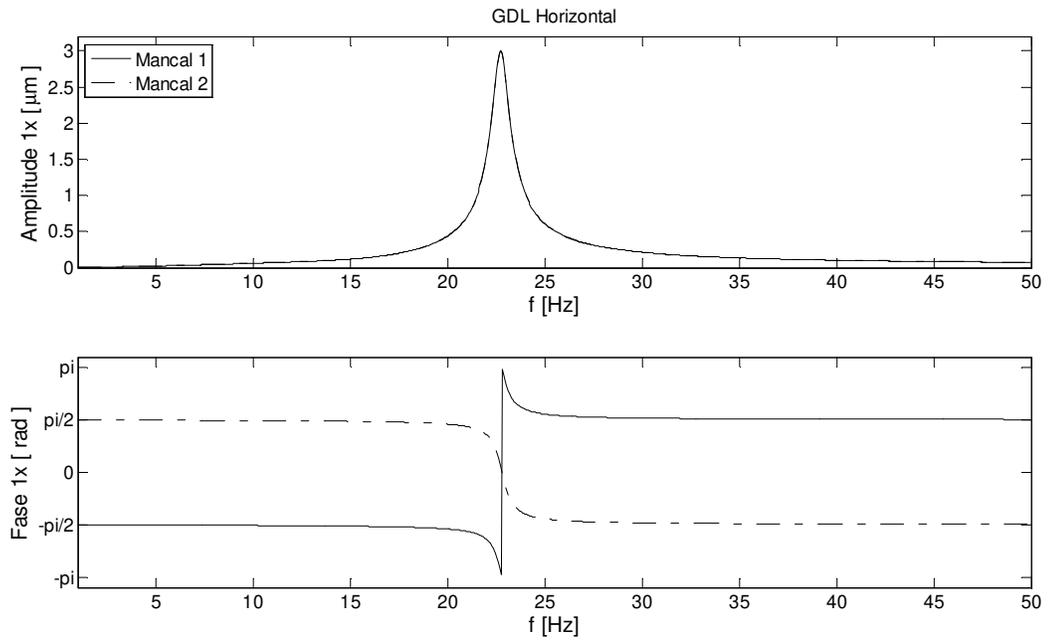


Figura 6.6 – Simulação 01 – Resposta em frequência devido ao desbalanceamento (GDL horizontal).

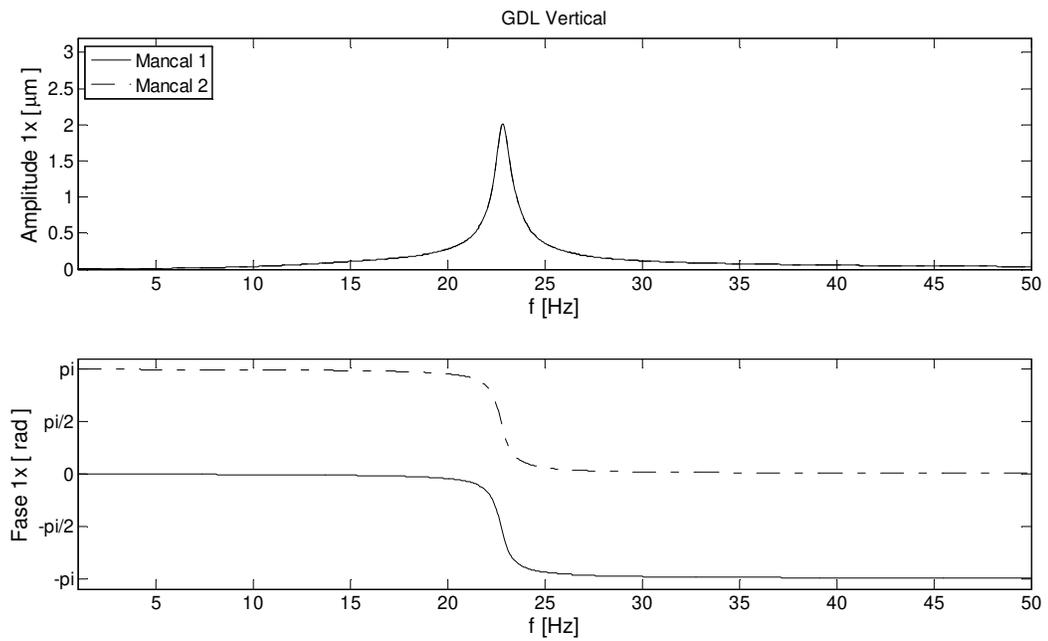


Figura 6.7 – Simulação 01 –Resposta em frequência devido ao desbalanceamento (GDL vertical).

○ Influência da amplitude de desbalanceamento

As Figuras 6.8 e 6.9 mostram a resposta em frequência para o Mancal #1 em três diferentes valores de desbalanceamento (em kg.m), como indicado nas figuras. Os valores de fase e posição foram mantidos constantes para os três casos e iguais aos valores fornecidos na Tabela 6.1. Tendo em vista a simetria do sistema e da excitação, o Mancal #2 apresenta comportamento análogo.

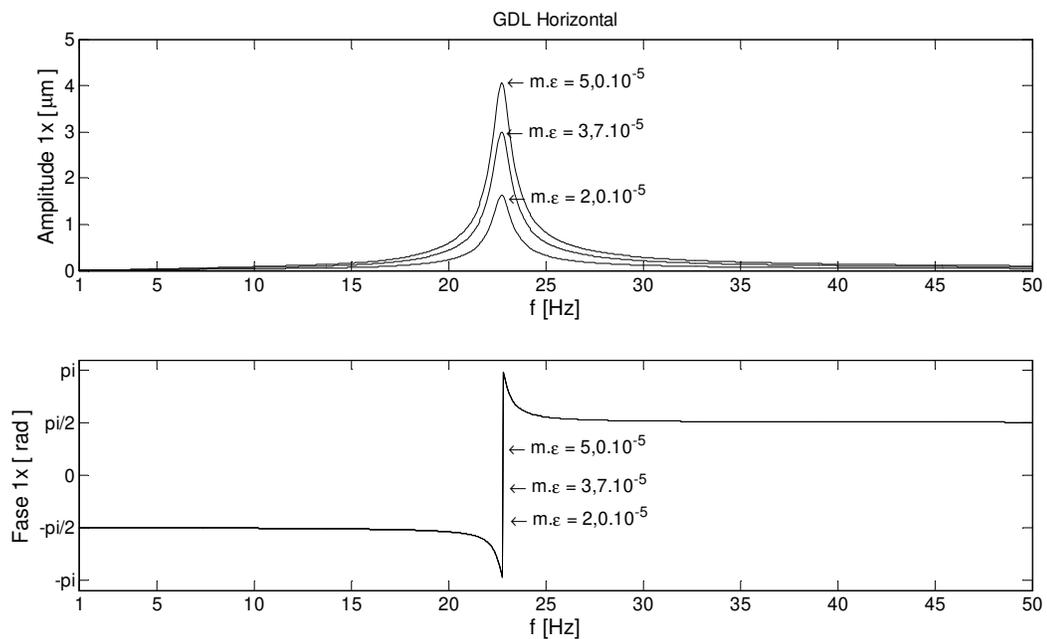


Figura 6.8 – Influência da amplitude de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1(GDL horizontal).

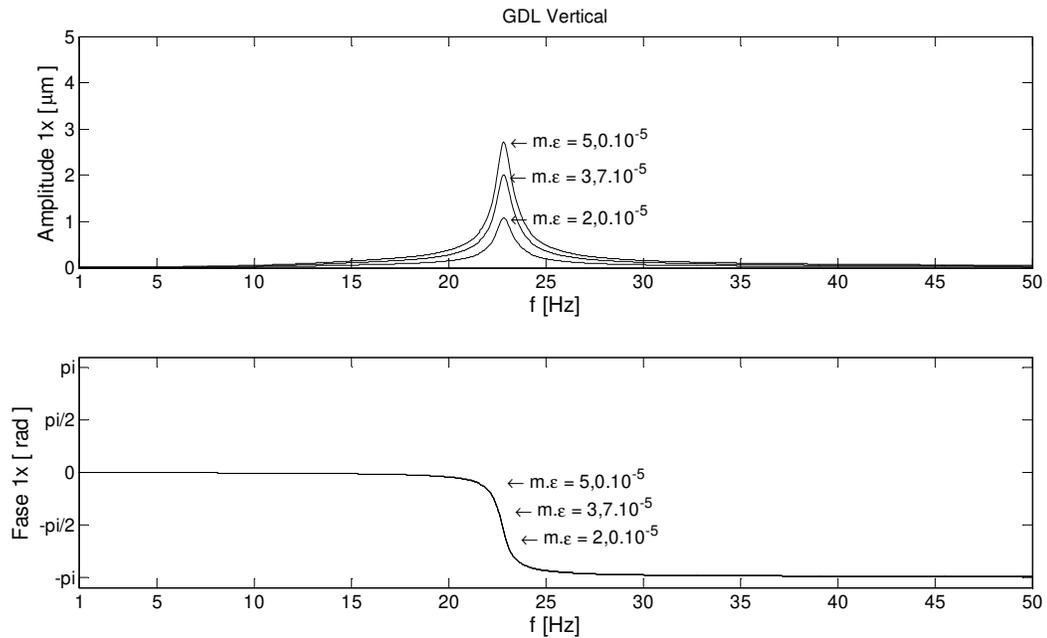


Figura 6.9 – Influência da amplitude de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL vertical).

Das formulações, é sabido que uma alteração na amplitude de desbalanceamento altera apenas a amplitude da resposta em frequência e não tem influência sobre a fase ou sobre a frequência de ressonância, fato que pode ser verificado nas figuras.

Tabela 6. 2 – Valores de amplitude da resposta para cada amplitude de desbalanceamento

Amplitude do desbalanceamento [kg.m]	Amplitude máxima [µm] GDL Horizontal / Vertical	Frequência de ressonância [Hz]
$2,0 \cdot 10^{-5}$	1,620 / 1,086	22,78
$3,7 \cdot 10^{-5}$	2,997 / 2,010	22,78
$5,0 \cdot 10^{-5}$	4,050 / 2,716	22,78

○ Influência da fase de desbalanceamento

As Figuras 6.10 e 6.11 mostram a resposta em frequência para o Mancal #1 para três diferentes valores de fase (em radianos), como indicado nas figuras. Os valores de amplitude e posição foram mantidos constantes para os três casos e iguais aos valores fornecidos na Tabela 6.1. Novamente, tendo em vista a simetria do sistema e da excitação, o Mancal #2 apresenta comportamento análogo.

Conforme as figuras, uma alteração na fase de desbalanceamento altera apenas a fase da resposta em frequência e não tem influência sobre a amplitude ou sobre a frequência de ressonância.

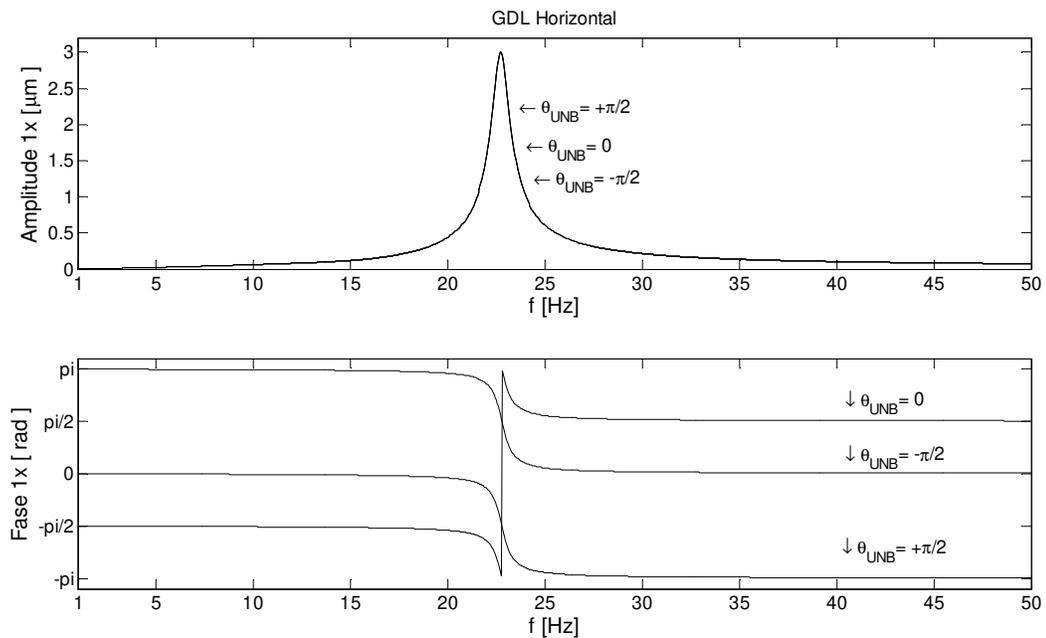


Figura 6.10 – Influência da fase de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL horizontal).

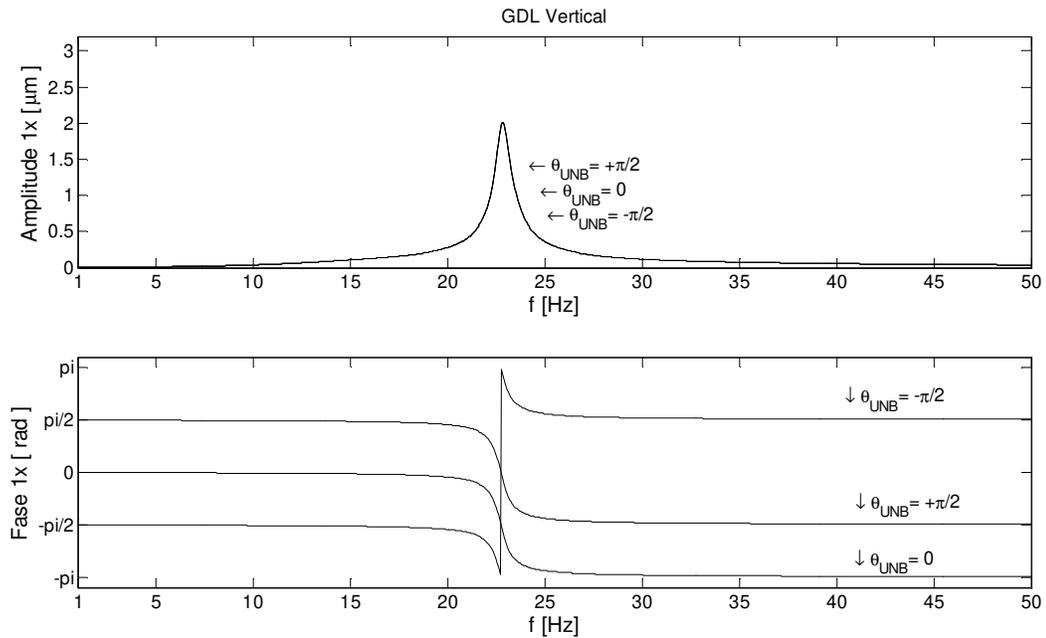


Figura 6.11 – Influência da fase de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL horizontal).

○ Influência da posição de desbalanceamento

As Figuras 6.12 a 6.15 apresentam a resposta em frequência para o Mancal #1 para diferentes valores de posição (nó) de desbalanceamento, como indicado nas figuras. Os valores de amplitude e fase foram mantidos constantes para todos os casos e iguais aos valores fornecidos na Tabela 6.1. Tendo em vista a simetria do sistema, o Mancal #2 apresenta comportamento inversamente análogo à alteração da posição se comparado com o Mancal #1.

As Figuras 6.12 e 6.13 apresentam as respostas para Mancal #1 para o desbalanceamento nos nós 6, 10 e 14. Os nós 6 e 14 estão localizados no eixo do rotor e não no disco rígido central, visto que também é possível ter um desbalanceamento no eixo do rotor. É possível concluir que a posição do desbalanceamento altera a amplitude da resposta, a qual é maior quando o sistema é

excitado no centro do eixo flexível (nó 10). A fase da resposta também é alterada caso o desbalanceamento esteja mais próximo dos mancais.

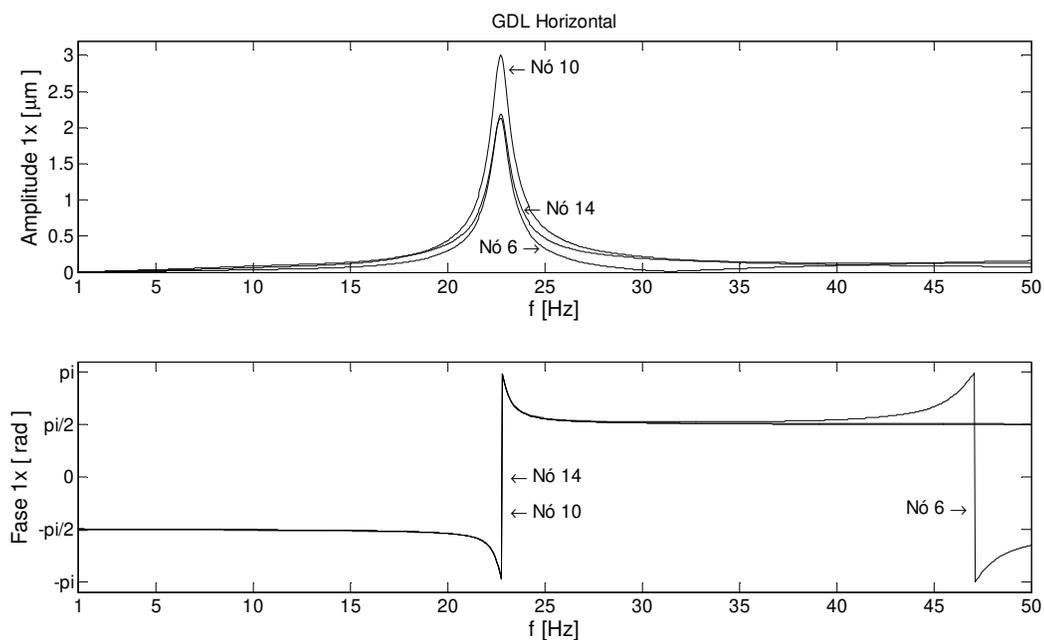


Figura 6.12 – Influência da posição de desbalanceamento horizontal na resposta em frequência do Mancais #1(GDL vertical).

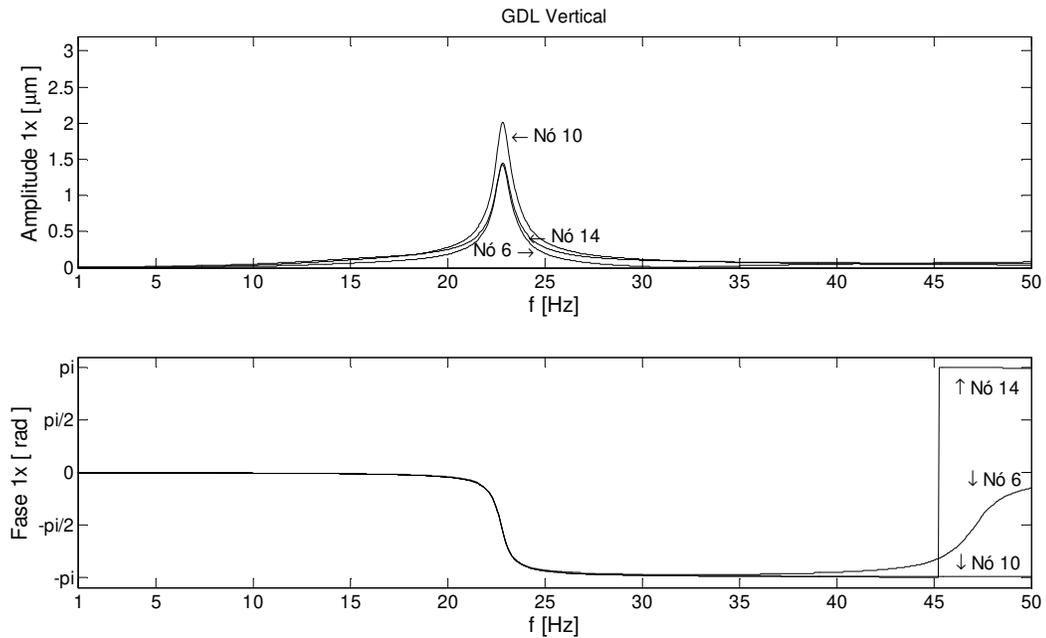


Figura 6.13 – Influência da posição de desbalanceamento na resposta em frequência do Mancal #1(GDL vertical).

Para justificar a afirmação de que as respostas ao desbalanceamento nos nós 8 a 12 (referentes ao disco rígido) são praticamente idênticas, as respectivas respostas foram apresentadas nas Figuras 6.14 e 6.15, para o Mancal #1. Sendo o rotor perfeitamente simétrico, a resposta para o desbalanceamento nos nós 8 e 12 são idênticas e o mesmo ocorre com os nós 9 e 11. A resposta para o nó central 10 é levemente maior, mas essa diferença, sendo muito pequena, pode ser desconsiderada. Dessa forma, espera-se que o algoritmo de ajuste encontre soluções similares entre os nós 8 e 12, sem nenhum prejuízo no processo de identificação. Esse fato será novamente explorado no Capítulo 7.

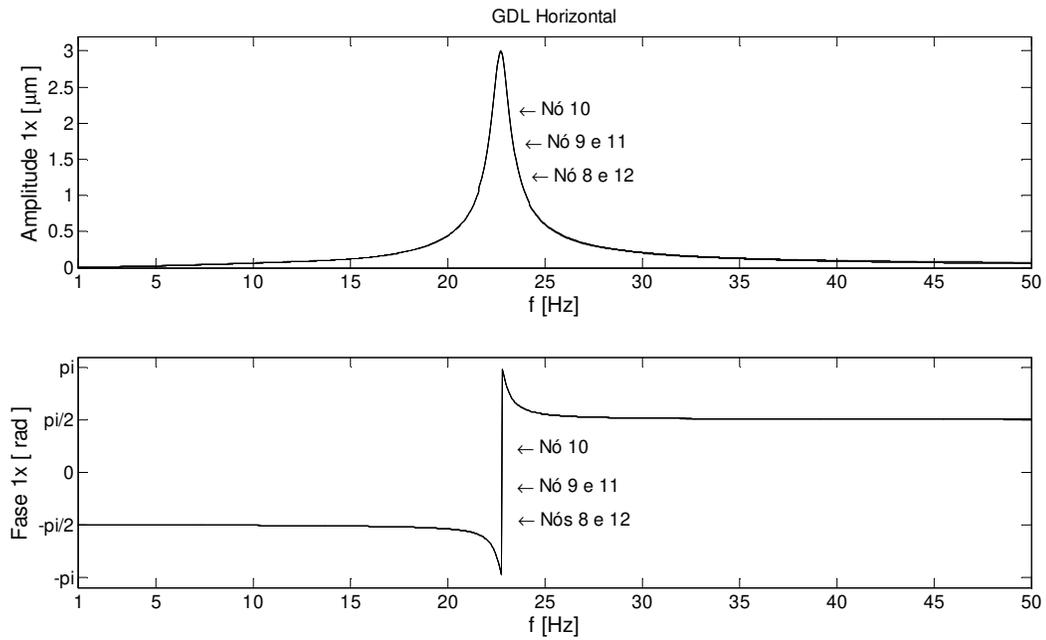


Figura 6.14 – Influência da posição de desbalanceamento (disco rígido) na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL horizontal).

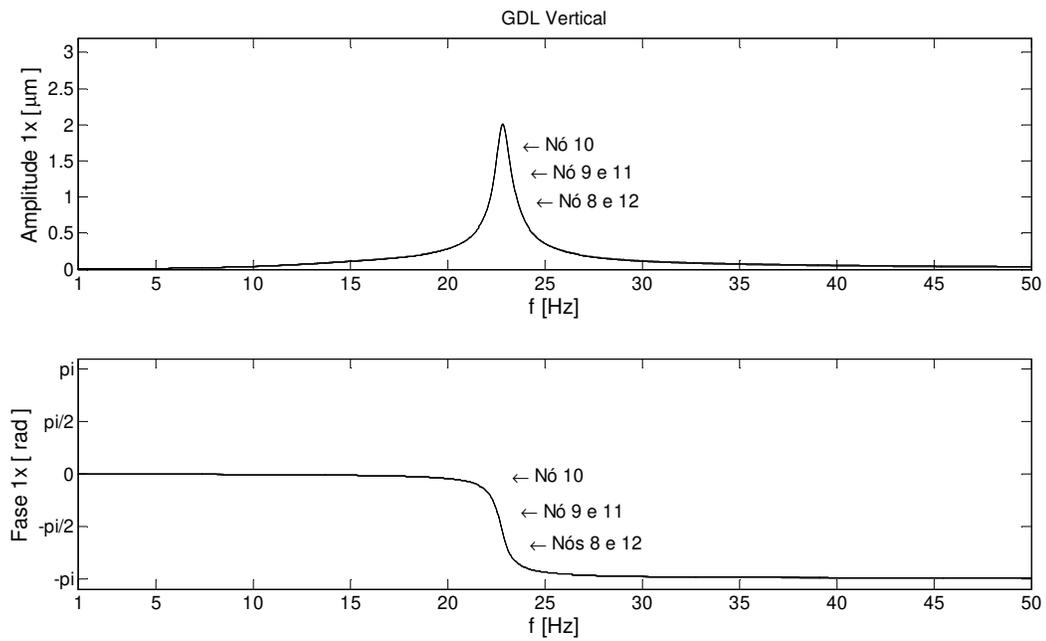


Figura 6.15 – Influência da posição de desbalanceamento (disco rígido) na resposta em frequência do Mancal #1 (GDL vertical).

6.1.2 Simulação 2 – Excitação por desbalanceamento e empenamento

Para a Simulação 2, o mesmo rotor do Modelo 1 é excitado não só por desbalanceamento, mas também por empenamento. É considerado que o empenamento é relativo ao peso próprio do rotor e, segundo o sistema de referências, o ângulo de empenamento é 270° . Os demais parâmetros destas falhas estão apresentados na Tabela 6.3. O nó 10 representa o nó de amplitude máxima para este caso.

Tabela 6. 3 – Valores dos parâmetros de empenamento e desbalanceamento para a Simulação 2.

	Amplitude	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento	$3,70 \cdot 10^{-5}$ kg.m	0°	10 (central)
Empenamento	22,57 μm	-90° (270°)	10 (central)

Como apresentado no Capítulo 4, o empenamento foi considerado contido em um só plano (só um ângulo determina o empenamento). O valor da amplitude de empenamento foi baseado no exemplo de Nelson (2002).

Ainda conforme discutido no Capítulo 4, neste trabalho o empenamento é representado por sua amplitude máxima, fase e posição. A Figura 6.16a mostra a curva ajustada (por parábola) para os valores de empenamento fornecido para os três nós representados pelos pontos cheios: o nó em que a amplitude é máxima e os nós 1 e 19, que têm seus componentes relativos ao vetor de empenamento considerados nulos. Os valores interpolados para os outros nós são representados pelos pontos vazios. Entretanto, para o caso apresentado, o vetor de empenamento apresenta um deslocamento angular de 270° em relação ao plano XZ (empenamento devido ao peso próprio do rotor), o que é apresentado pela Fig 6.16b. Considerando o vetor e o ângulo de empenamento, as Figuras 6.16c e 6.16d mostram o empenamento relativo ao plano XY e ao plano XZ, respectivamente.

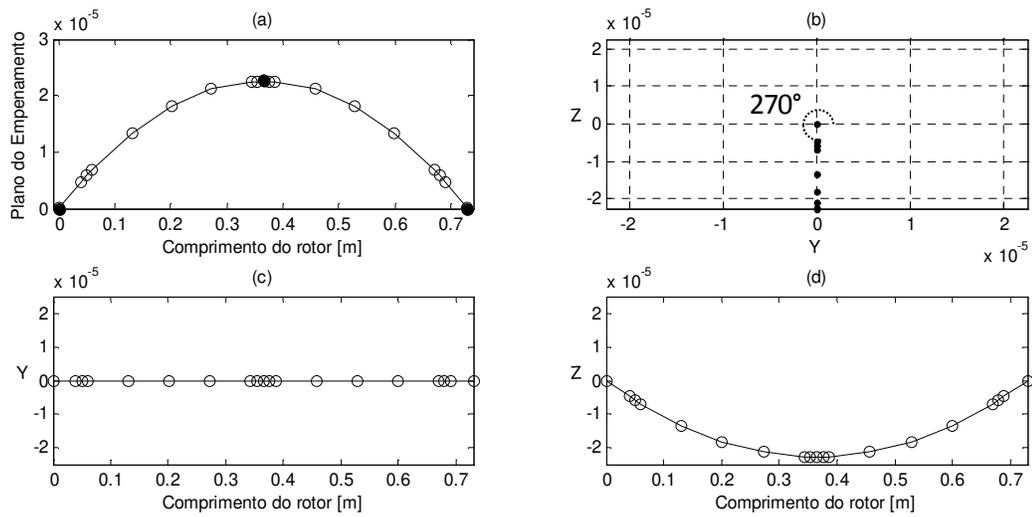


Figura 6.16 – Dados do empenamento para 270° . (a) Curva ajustada para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.

As Figuras 6.17 e 6.18 apresentam as respostas na primeira harmônica nos Mancais #1 e #2 excitadas por desbalanceamento e empenamento, com parâmetros fornecidos pela Tabela 6.3.

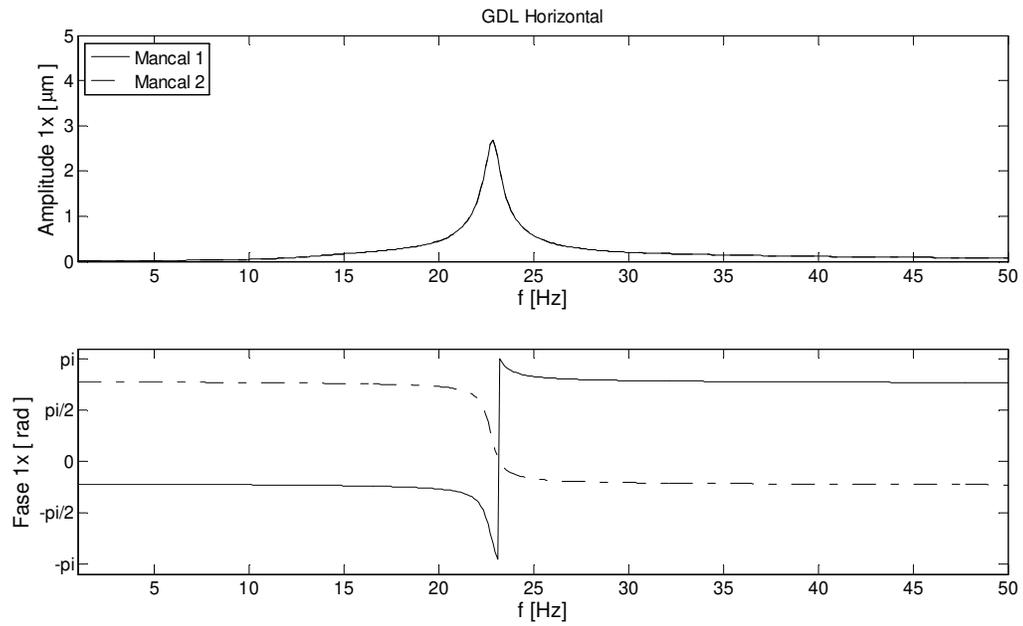


Figura 6.17 – Simulação 02 –Resposta em frequência devida ao desbalanceamento e empenamento (GDL horizontal).

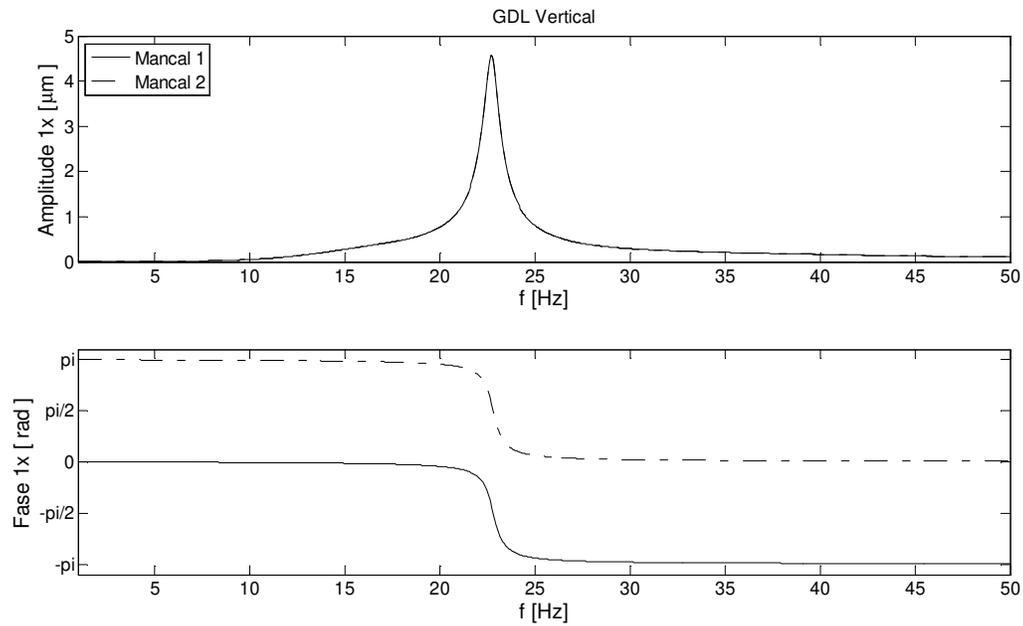


Figura 6.18 – Simulação 02 –Resposta em frequência devida ao desbalanceamento e empenamento (GDL vertical).

Da mesma forma que para a Simulação 1, é interessante analisar a influência dos parâmetros de empenamento na resposta do sistema. Também é realizada comparação com os resultados obtidos por Meagher et al. (2008) em seu interessante estudo sobre o empenamento em rotores.

o Comparação com os resultados de Meagher et al. (2008)

Meagher et al. (2008) aplicaram o modelo paramétrico de um rotor Bently-Muszynska de dois GDL complexos suportados por mancais hidrodinâmicos para comparar dados experimentais para diferentes condições de empenamento e desbalanceamento, analisando as respostas nos mancais e no ponto central do eixo. Esses autores analisaram especialmente a influência da amplitude de empenamento para o caso em que o empenamento e o desbalanceamento têm fases opostas, por exemplo, quando $\theta_{UNB} = 0^\circ$ e $\theta_{BOW} = 180^\circ$. Assim, afirmaram que, nessa condição, dependendo da relação entre as amplitudes de empenamento e desbalanceamento, há uma condição em que os efeitos de empenamento e desbalanceamento se compensam e ocorre o autobalanceamento. Assim, essa condição, que era prevista para rotores Jeffcott, foi também obtida para um rotor suportado por mancais hidrodinâmicos. Os autores mostraram que o efeito de autobalanceamento é bastante evidente no plano central do rotor, entretanto não é tão significativo nos mancais, onde a resposta parece prover apenas do desbalanceamento. Os resultados simulados se aproximaram satisfatoriamente dos resultados obtidos de uma bancada experimental.

As Figuras 6.19a e 6.19b ilustram esse fato para o plano central e para um mancal, respectivamente. Três relações de amplitude de empenamento R_o (0,5; 1,0 e 2,0) são comparadas.

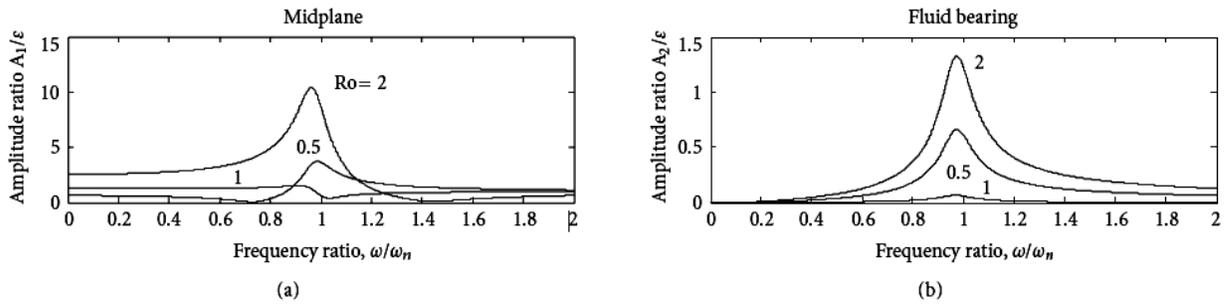


Figura 6.19 – Amplitudes de resposta com empenamento oposto ao desbalanceamento para várias quantidades de empenamento. (a) Plano central; (b) Mancal. (Meagher et al., 2008).

Apesar do Modelo #1 não ser exatamente igual ao modelo de Meagher et al. (2008), estes são suficientemente similares e o comportamento previsto pelos autores pode ser identificado. As Figuras 6.20 e 6.21 apresentam a resposta em frequência do nó central (GDL horizontal) e do Mancal #1, respectivamente, para três condições de empenamento (9,25 μm ; 18,5 μm e 37,0 μm), com relação $\frac{1}{2}$, 1 e 2 entre estas. O empenamento e o desbalanceamento são considerados opostos: $\theta_{\text{UNB}} = 0^\circ$ e $\theta_{\text{BOW}} = 180^\circ$. Com o empenamento de 18,5 μm e oposto ao desbalanceamento, é possível identificar a condição prevista de autobalanceamento.

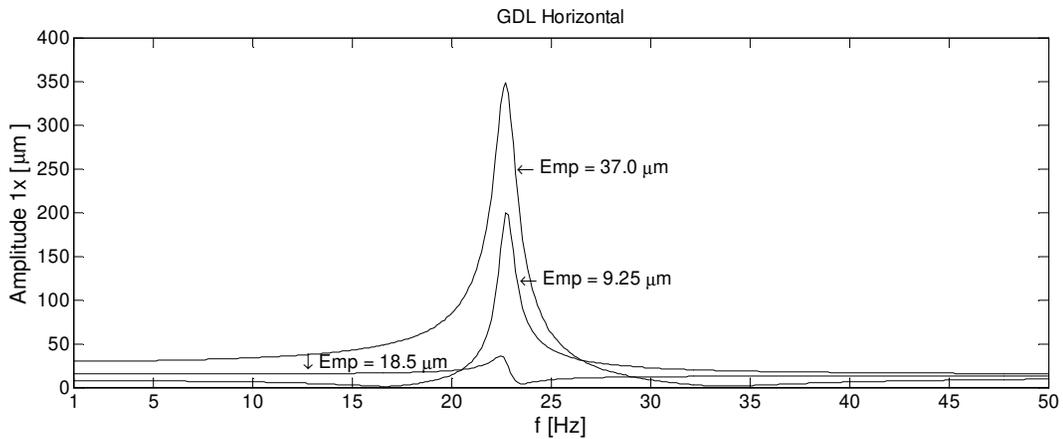


Figura 6.20 – Amplitudes de resposta no nó central com empenamento oposto ao desbalanceamento para várias quantidades de empenamento.

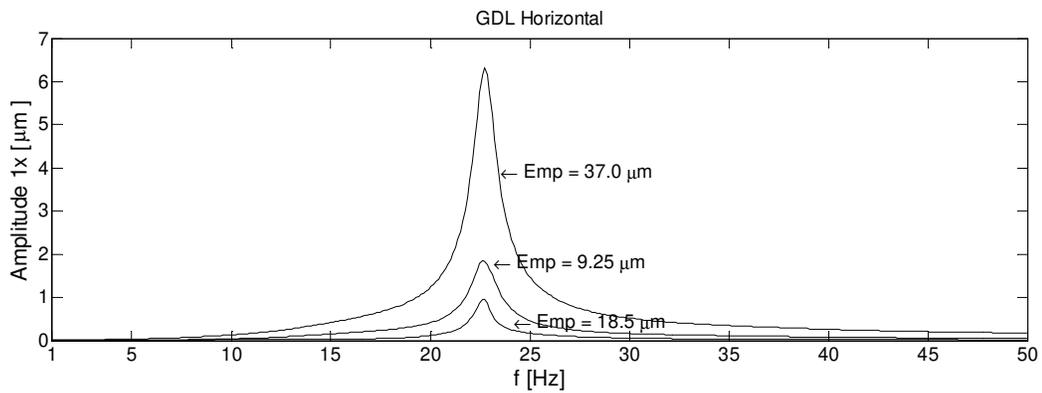


Figura 6.21 – Amplitudes de resposta no Mancal #1 com empenamento oposto ao desbalanceamento para várias quantidades de empenamento.

○ Influência da amplitude de empenamento

O teste realizado é relativo à alteração da amplitude do empenamento para estudar o comportamento das respostas em frequência. Considerando o valor de empenamento apresentado na Tabela 6.3, apresentam-se nas Figuras 6.22 e 6.23 as respostas para um eixo sem empenamento e para eixo empenado com amplitude proporcional a tal valor (1, 2 ou 3 vezes o valor do empenamento da Tabela 6.3). O ângulo e posição de empenamento são também os apresentados na Tabela 6.3.

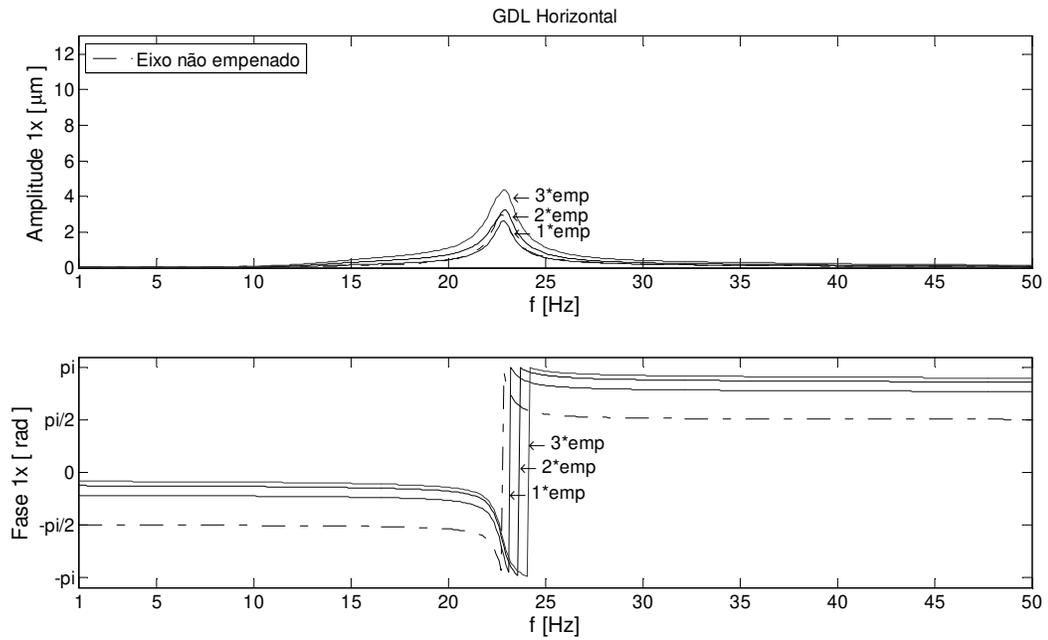


Figura 6.22 – Simulação 2 – Influência da amplitude de empenamento nas respostas em frequência (GDL horizontal).

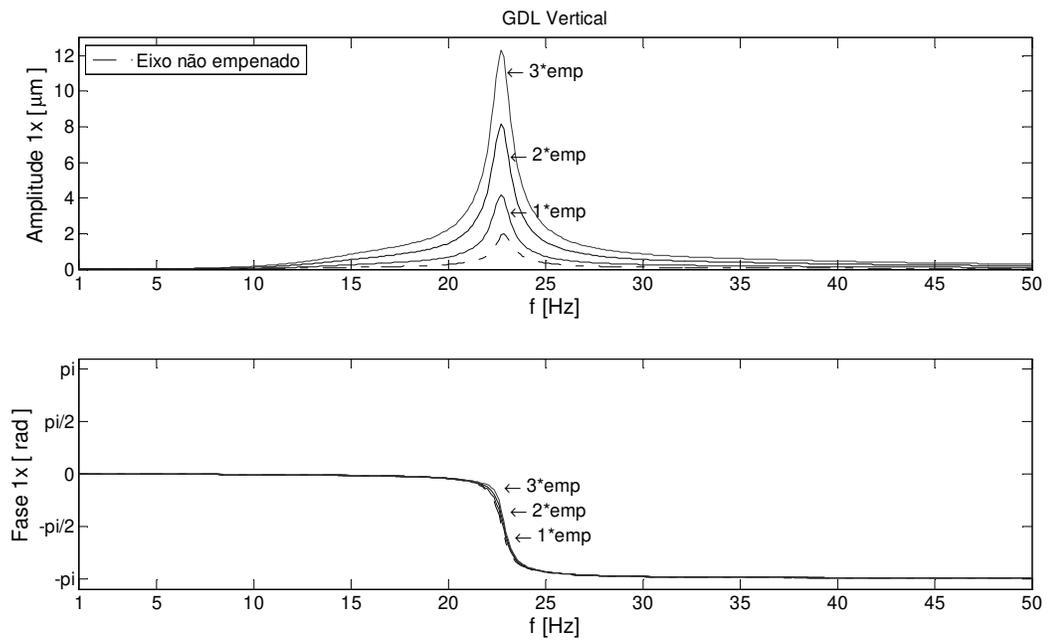


Figura 6.23 – Simulação 2 – Influência da amplitude de empenamento nas respostas em frequência (GDL vertical).

○ Influência da fase de empenamento

Observa-se que um eixo empenado a 270° , segundo o sistema de referências adotado, seria a situação mais comum em máquinas rotativas, devido ao seu peso próprio. Segundo Meagher et al. (2008), se considerarmos tanto o empenamento como o desbalanceamento a 0° , teremos uma soma de seus efeitos, ampliando a amplitude da resposta. A Figura 6.24 apresenta a curva de empenamento para os valores apresentados na Tabela 6.3, porém com a fase de empenamento alterada para 0° .

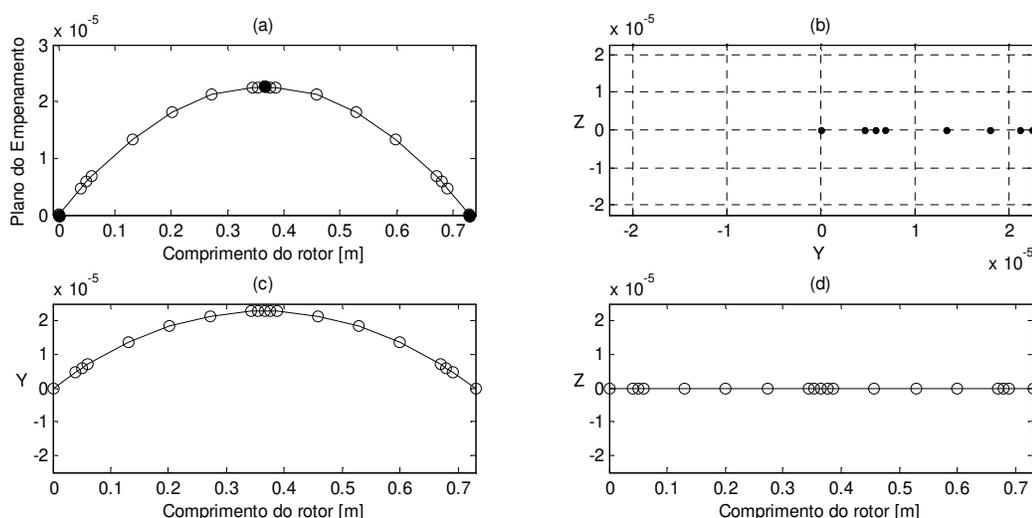


Figura 6.24 – Dados do empenamento para 0° . (a) Curva ajustada para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.

É possível notar que a amplitude da resposta horizontal (para a mesma amplitude de empenamento) é de $4,207\mu\text{m}$ (para 270°) e $8,087\mu\text{m}$ (para 0°), ou seja, há um considerável aumento e a adição dos efeitos do empenamento e desbalanceamento é percebida. Para a resposta vertical, no entanto, uma alteração na amplitude não é perceptível.

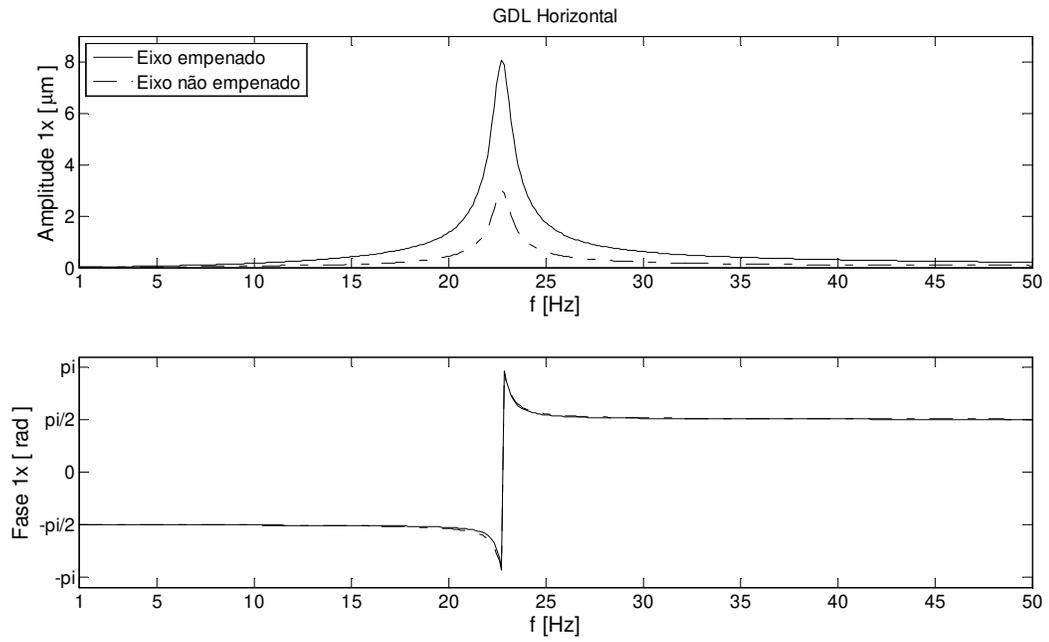


Figura 6.25 – Comparação entre as respostas em frequência de um eixo não empenado com um empenado a 0° (GDL Horizontal).

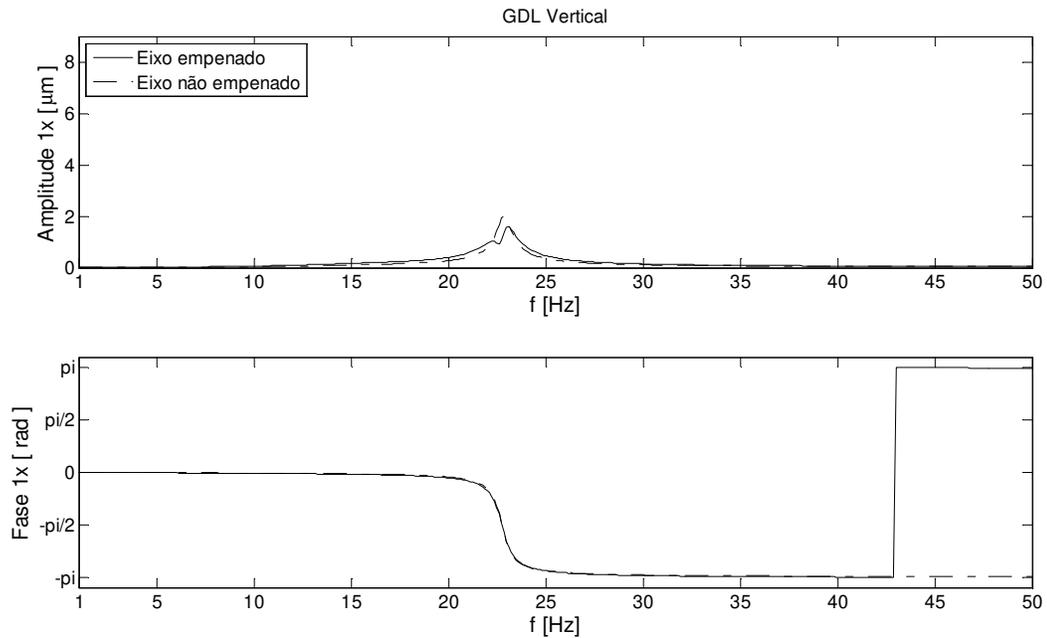


Figura 6.26 – Comparação entre as respostas em frequência de um eixo não empenado com um empenado a 0° (GDL Vertical).

○ Influência da posição de empenamento

Para análise da posição em que o ponto máximo do empenamento está localizado, os valores do vetor empenamento foram interpolados utilizando duas retas (Figura 6.27), ao invés da parábola utilizada anteriormente. Isso foi realizado para permitir a análise de qualquer nó do sistema (exceto o primeiro ou o último) como ponto de máximo empenamento, visto que a aproximação por parábolas sempre considera o ponto médio como ponto máximo.

Para comprovar que é possível aproximar por retas a interpolação sem perda de consistência nos resultados, as Figuras 6.28 e 6.29 mostram a comparação entre as duas formas de interpolação dos dados do empenamento. Visto que as respostas para os casos comparados são praticamente idênticas, a interpolação por retas será adotada para o caso de a posição do ponto máximo do empenamento não coincidir com o nó central (nó 10).

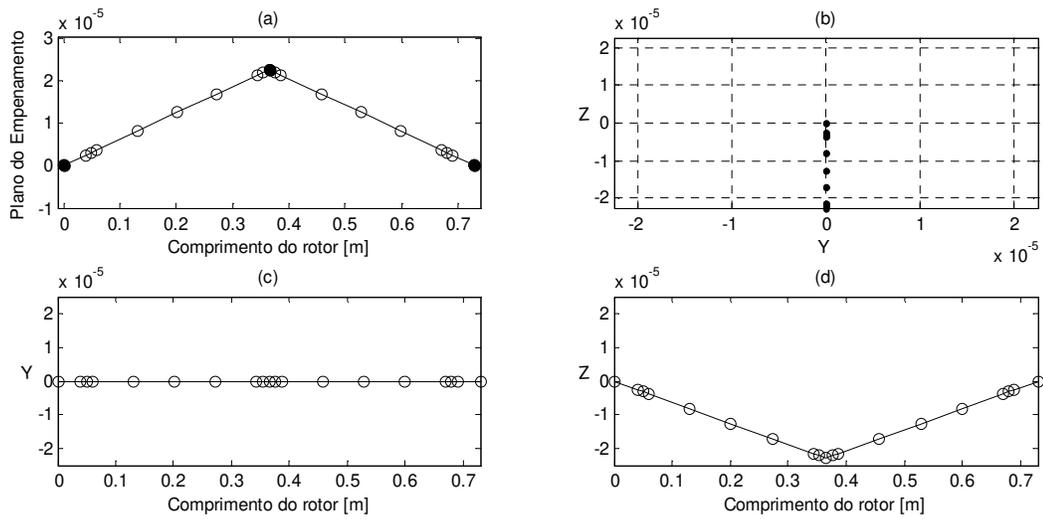


Figura 6.27 – Dados do empenamento no nó 10 para 270° . (a) Retas ajustadas para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.

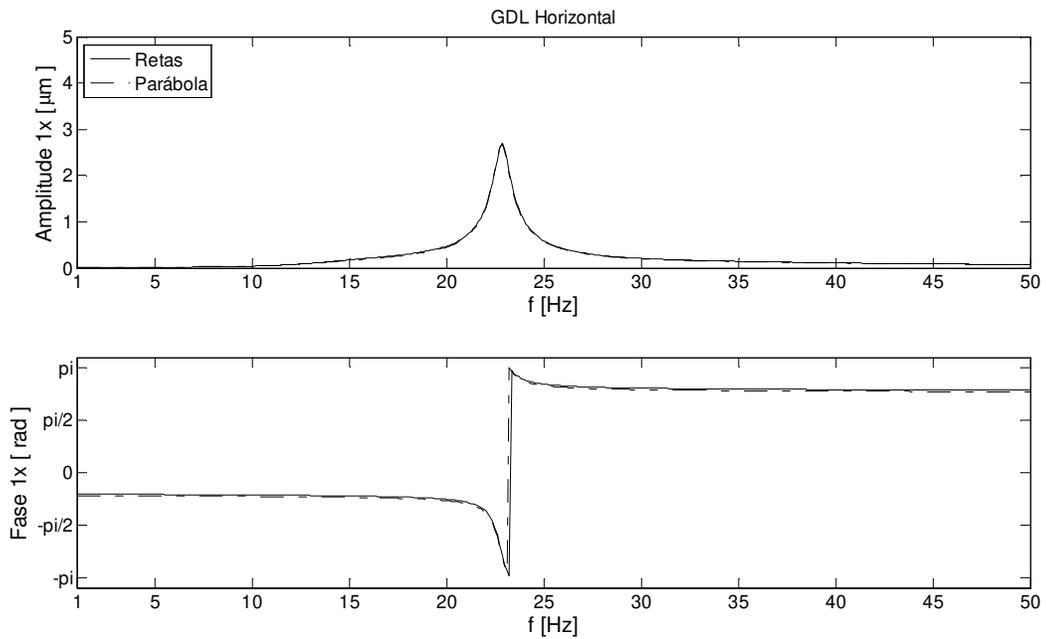


Figura 6.28 – Comparação da amplitude de empenamento nas respostas em frequência com ajuste do vetor empenamento por parábola ou retas (GDL horizontal).

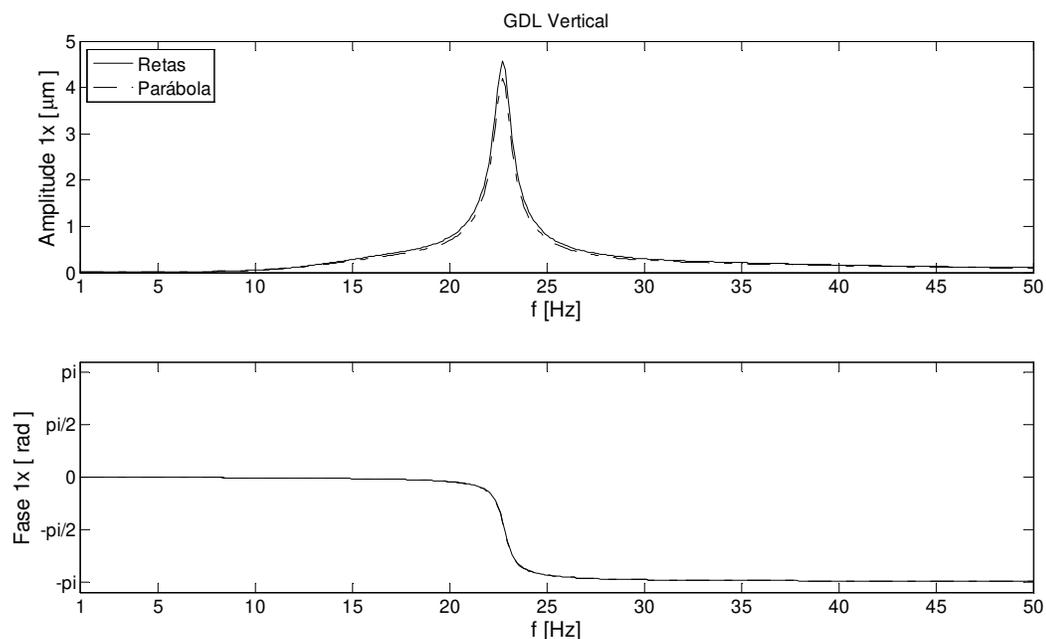


Figura 6.29 – Comparação da amplitude de empenamento nas respostas em frequência com ajuste do vetor empenamento por parábola ou retas (GDL vertical).

A Figura 6.30 apresenta os dados do empenamento para quando seu ponto máximo é localizado no nó 5. Nas Figuras 6.31 e 6.32 (mancal 1 e 2, respectivamente), são comparadas as respostas para diferentes posições do empenamento (nós 5, 7 ou 10), para o mancal 1 e 2. As figuras mostram o GDL vertical, pois, quando $\theta_{EMP}=270^\circ$, é possível visualizar melhor o efeito das variações dos parâmetros de empenamento que para o GDL horizontal.

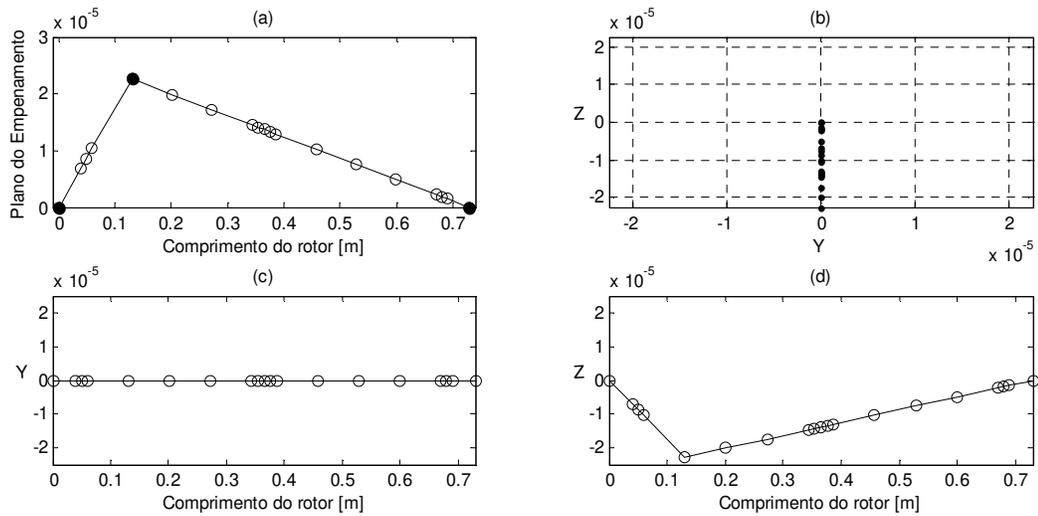


Figura 6.30 – Dados do empenamento no nó 5 para 270°. (a) Retas ajustadas para os valores de empenamento fornecidos; (b) Empenamento no plano YZ; (c) Empenamento no plano XY; (d) Empenamento no plano XZ.

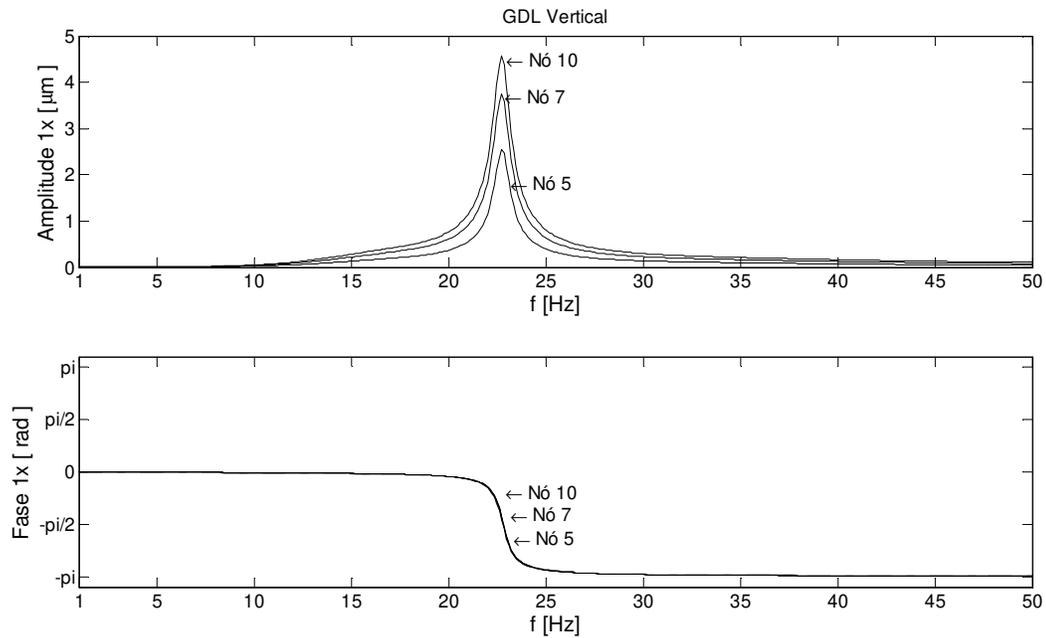


Figura 6.31– Influência da posição do ponto máximo do empenamento nas respostas em frequência do Mancal #1 (GDL vertical).

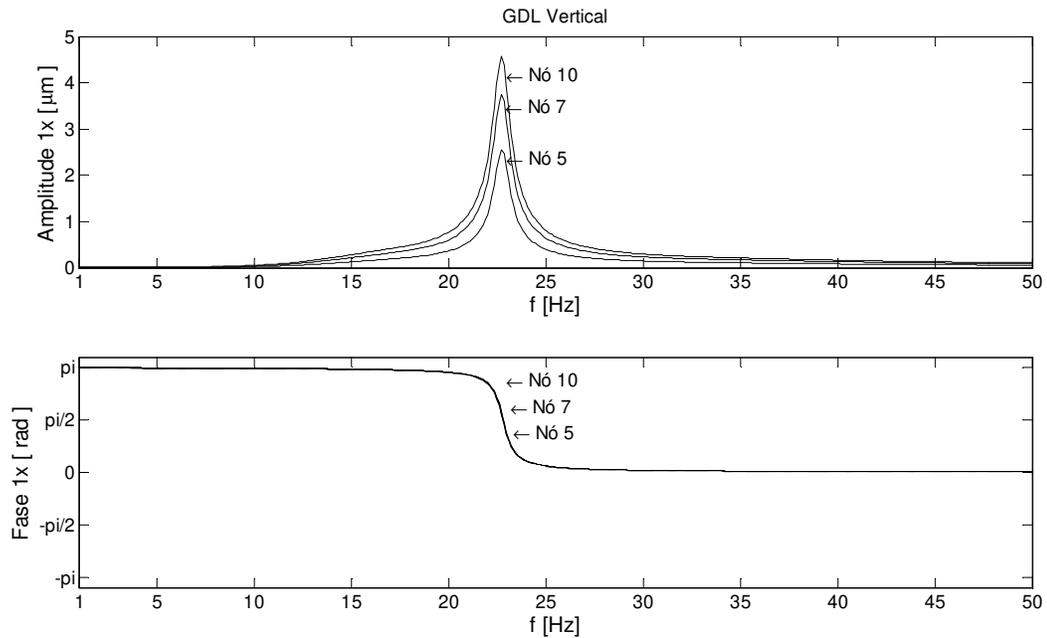


Figura 6.32 – Influência da posição do ponto máximo do empenamento nas respostas em frequência do Mancal #2 (GDL vertical).

6.2 Modelo 2

O Modelo 2 é baseado no sistema rotativo utilizado no trabalho de Sekhar e Prabhu (1995), como apresentado na Figura 6.33. Esse sistema foi escolhido para possibilitar a comparação com os resultados obtidos pelos autores e, portanto, a comprovação da metodologia de análise de falhas abordada neste trabalho. O sistema é composto de dois eixos conectados por um acoplamento. Cada eixo é suportado por dois mancais e apresenta um disco rígido (Disco #1 ou Disco #2) na distância média entre os respectivos mancais.

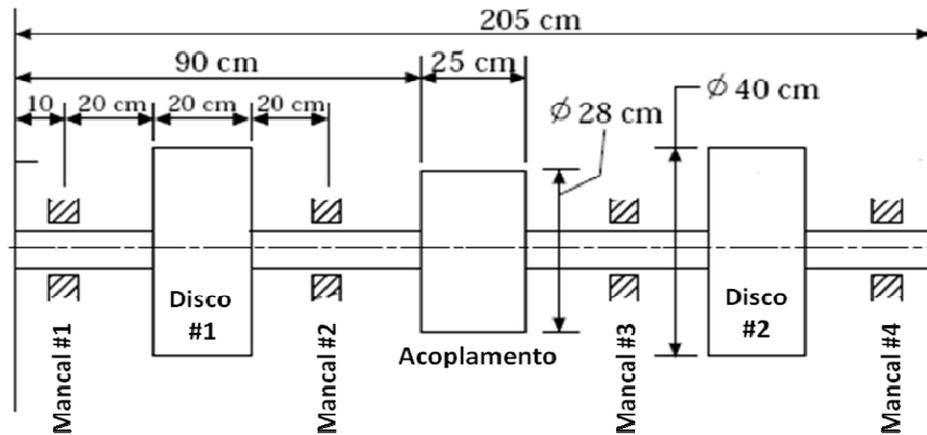


Figura 6.33 – Sistema rotor-acoplamento-mancais (adaptado de Sekhar, 1995).

Sekhar e Prabhu (1995) utilizaram um modelo de elementos finitos de alta ordem com 8 graus de liberdade por nó para representá-lo, considerando a deflexão linear e angular, axial, a força de cisalhamento e o momento torsor presentes no eixo. No entanto, elementos com 4 GDL podem ser utilizados para representação do sistema e análise das vibrações flexionais, assim como foi utilizado por trabalhos subsequentes dos autores e de pesquisadores que deram continuidade ao seu trabalho, como Prabhakar et al. (2001 e 2002) e Jalan e Mohanty (2009).

Segundo Nelson (2002), se um sistema rotativo é composto por vários eixos, o empenamento residual ou a excitação por desbalanceamento existe para cada eixo, com frequência de excitação coincidente com a velocidade de rotação do eixo associado. Dessa forma, assim como Sekhar e Prabhu (1995), cada eixo é individualmente excitado por desbalanceamento. No trabalho de Sekhar e Prabhu (1995), também há a análise da resposta ao desbalanceamento na primeira e segunda harmônicas e, no entanto, os autores consideraram que o desbalanceamento excita também a segunda harmônica. O desalinhamento também excita as 2 harmônicas.

Na pesquisa de Sekhar e Prabhu, as forças devidas ao desalinhamento paralelo proposto por Gibbons (1976) para um acoplamento de diafragma foram desenvolvidas também para desalinhamento angular e incorporadas ao modelo, como foi apresentado no Capítulo 4. Apesar das forças terem sido deduzidas para um acoplamento de diafragma, Sekhar e Prabhu (1995)

indicam ter modelado o acoplamento como um simples disco rígido apenas para incluí-lo no **MEF**.

Alguns dados utilizados por Sekhar e Prabhu (1995) foram obtidos de Gibbons (1976): torque $T_Q=6165,5\text{N.m}$, distância entre os diafragmas (centro de articulação) $\Delta X_3=184,15\text{mm}$, rigidez de flexão do acoplamento $K_b=237\text{N/m}$ por diafragma. Os dados do desalinhamento estão apresentados na Tabela 6.4. Ao contrário dos coeficientes dinâmicos variáveis do Modelo 1, os mancais são representados por coeficientes dinâmicos constantes, conforme utilizado pelos autores e apresentados na Tabela 6.5. Demais dados do modelo não foram fornecidos neste texto, como diâmetro do eixo, parâmetros de desbalanceamento, material do eixo, material dos discos, modelo preciso do acoplamento e seu material, matriz global de amortecimento [C].

Tabela 6. 4 – Valores de desalinhamento paralelo e angular baseados em Sekhar e Prabhu (1995).

Paralelo [mm]	$\Delta Y1 = +2,03$	$\Delta Y2 = +2,03$	$\Delta Z1 = -2,03$	$\Delta Z2 = +2,03$
Angular [°]	0,2°			

Tabela 6. 5 – Coeficientes dinâmicos constantes dos mancais do Modelo 2.

	Mancal #1	Mancal #2	Mancal #3	Mancal #4
Rigidez [N/m]	$1,0 \cdot 10^8$	$1,0 \cdot 10^7$	$1,0 \cdot 10^7$	$1,0 \cdot 10^8$
Amortecimento [N.s/m]	$0,5 \cdot 10^3$	$1,0 \cdot 10^3$	$1,0 \cdot 10^3$	$0,5 \cdot 10^3$

6.2.1 Simulação 03 – Excitação por desbalanceamento e desalinhamento

- Comparação com os resultados de Sekhar e Prabhu (1995)

A Figura 6.34 apresenta as respostas ao desbalanceamento com ou sem desalinhamento para o nó do Disco #1 obtidas no trabalho de Sekhar e Prabhu (1995) e compara o efeito que a

presença do desalinhamento paralelo ou angular causa no sistema. As Figuras 6.34a e 6.34b demonstram a resposta para desalinhamento paralelo na primeira e segunda harmônicas, respectivamente. Já as Figuras 6.34c e 6.34d demonstram a resposta para desalinhamento angular na primeira e segunda harmônicas, respectivamente. As Figuras 6.34b e 6.34d apresentam resposta diferente de zero para caso sem desalinhamento porque, nesse estudo, é considerado que o desbalanceamento excita também a segunda harmônica.

Os autores concluem que, como esperado, a presença do desalinhamento não altera significativamente a amplitude da resposta na primeira harmônica, mas a resposta para a segunda harmônica claramente mostra a característica de um sistema desalinhado. É possível notar que, nesse sistema, o desalinhamento excita principalmente o 2º modo da segunda harmônica.

Para reproduzir esse resultado, um Modelo de Elementos Finitos foi construído para representar o sistema da Figura 6.33 e está apresentado na Figura 6.35, com os pontos do **MEF** indicados em vermelho. Os elementos em azul representam os elementos de viga. Os triângulos em verde e em vermelho indicam a posição em que os elementos de mancal e de disco rígido, respectivamente, estão concentrados. O elemento central (azul claro) corresponde ao acoplamento. A numeração de alguns pontos escolhidos do **MEF** é também indicada na Figura 6.33. Foi considerado que o eixo e discos são de aço ($E=210\text{GPa}$, $\rho=7860\text{ kg/m}^3$) e que o diâmetro dos dois eixos é 4,05cm. Para o amortecimento proporcional foi considerado $\beta=3\cdot 10^{-5}$. Os dados do desbalanceamento estão dispostos na Tabela 6.6. O acoplamento foi modelado como o “acoplamento rígido” do item 3.4.1, ou seja, com um disco rígido em cada um dos dois nós que representam o acoplamento (para representar sua inércia) e um elemento de viga de maior diâmetro (para inserir um grau de rigidez no local).

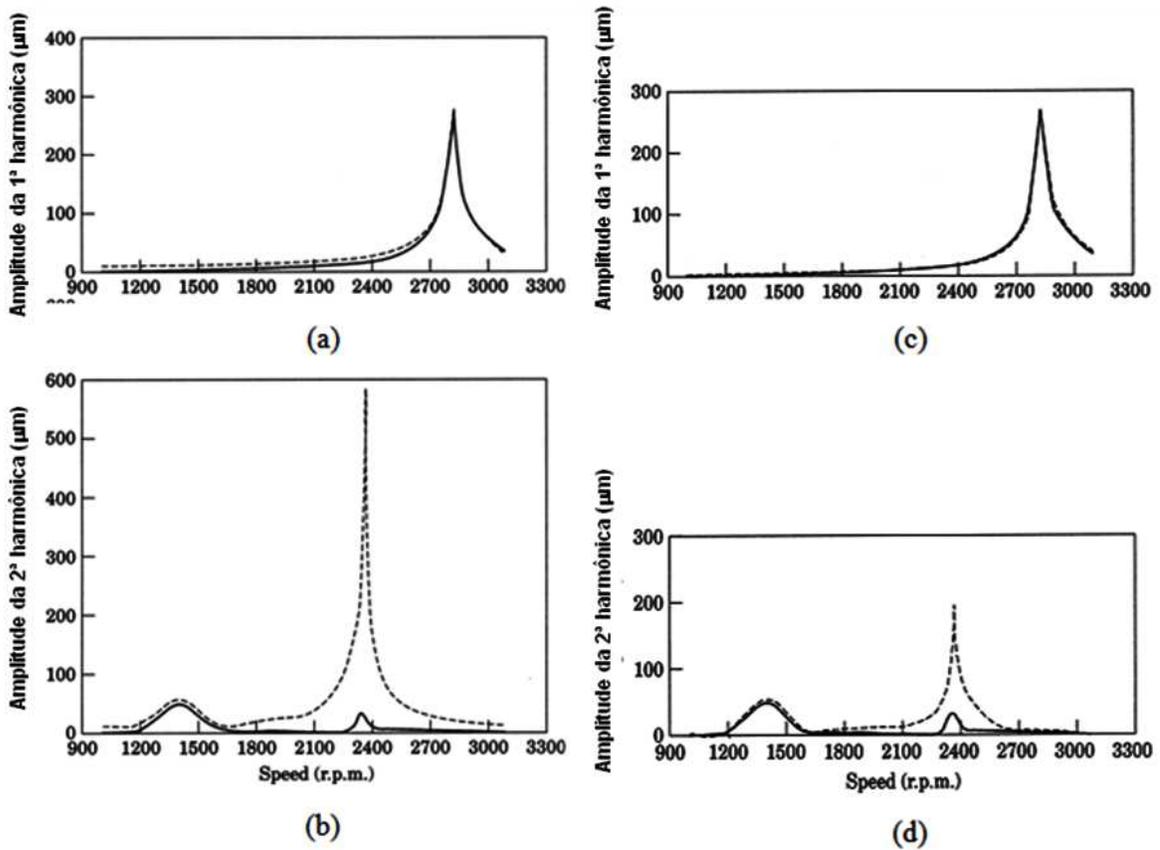


Figura 6.34 – Resposta ao desalinhamento no Disco #1. (a) e (b) Desalinhamento Paralelo, (c) e (d) Desalinhamento Angular. – Sem desalinhamento, -- Com desalinhamento.

(Sekhar e Prabhu, 1995)

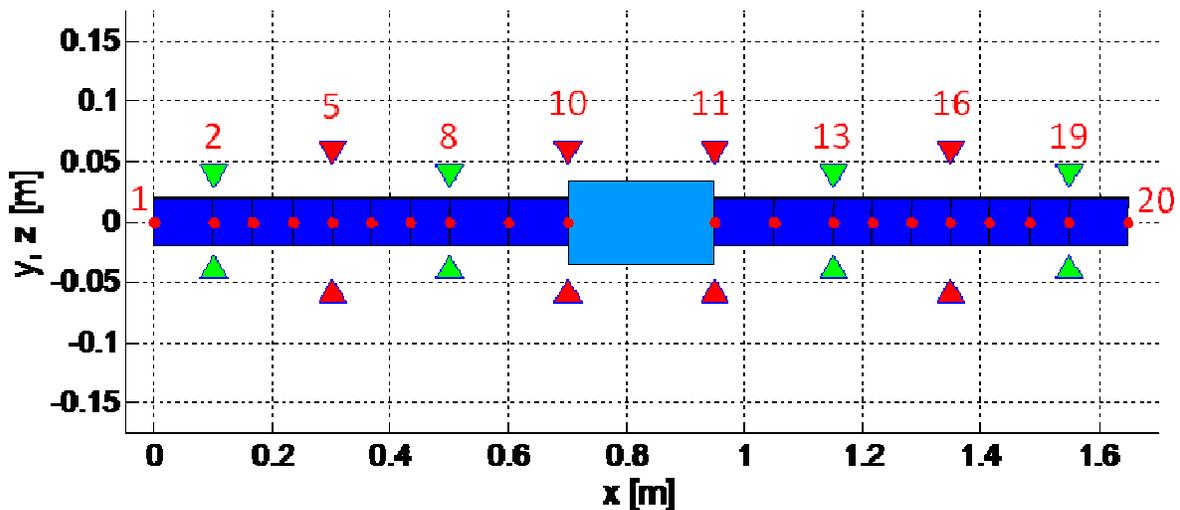


Figura 6.35 – Modelo de Elementos Finitos utilizado no Modelo 2.

Tabela 6. 6 – Valores dos parâmetros de desbalanceamento para o Modelo 2.

	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento 1	$3,70 \cdot 10^{-5}$	0°	5 (central do eixo #1)
Desbalanceamento 2	$3,70 \cdot 10^{-5}$	0°	16 (central de eixo #2)

○ Acoplamento Rígido

Para esta comparação, assim como no trabalho de Sekhar e Prabhu, foi considerado que o desbalanceamento excita também a segunda harmônica, ou seja, o desalinhamento (paralelo ou angular) e o desbalanceamento excitam a primeira e segunda harmônicas. As respostas ao desbalanceamento (com ou sem desalinhamento) em 1ª e 2ª harmônicas obtidas para o Disco #1 estão apresentadas nas Figuras 6.36 e 6.37 para desalinhamento paralelo e angular, respectivamente. Devido ao não conhecimento de alguns dados do sistema utilizados por Sekhar e Prabhu (1995), foi possível apenas obter uma aproximação das frequências naturais e da amplitude da resposta, porém foi possível reproduzir com boa concordância o comportamento do sistema sob tais excitações e compará-lo aos resultados da Figura 6.34. Assim, como no trabalho anterior, é possível concluir que o desalinhamento (tanto paralelo quanto angular) tem pouca influência na primeira harmônica. No entanto, tem uma influência significativa na segunda harmônica, especialmente ao excitar o 2º modo, neste modelo. O desalinhamento paralelo, para esse conjunto de parâmetros de desalinhamento, apresenta maior amplitude de resposta no 2º modo da segunda harmônica, se comparado com o desalinhamento angular, tendo o mesmo comportamento sido observado em Sekhar e Prabhu (1995).

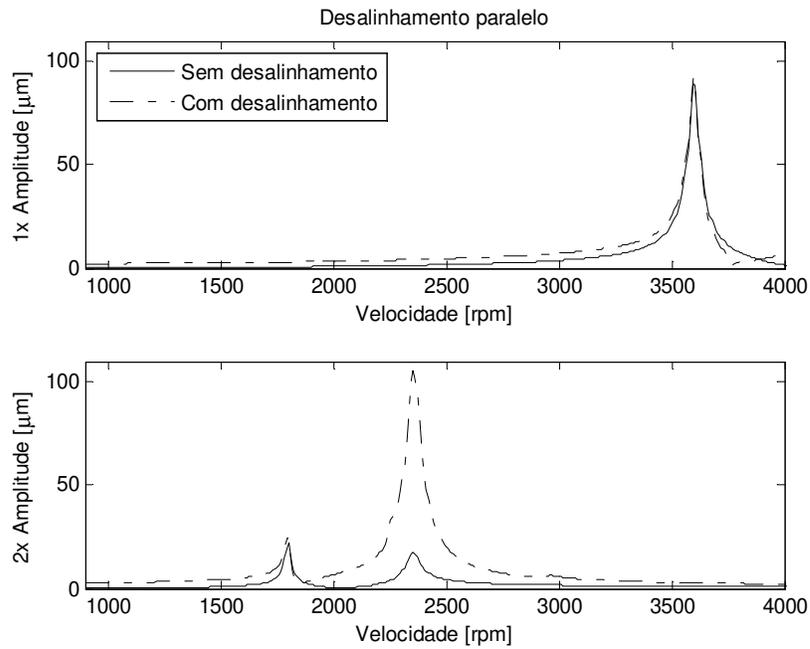


Figura 6.36 – Acoplamento rígido – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento paralelo no Disco #1.

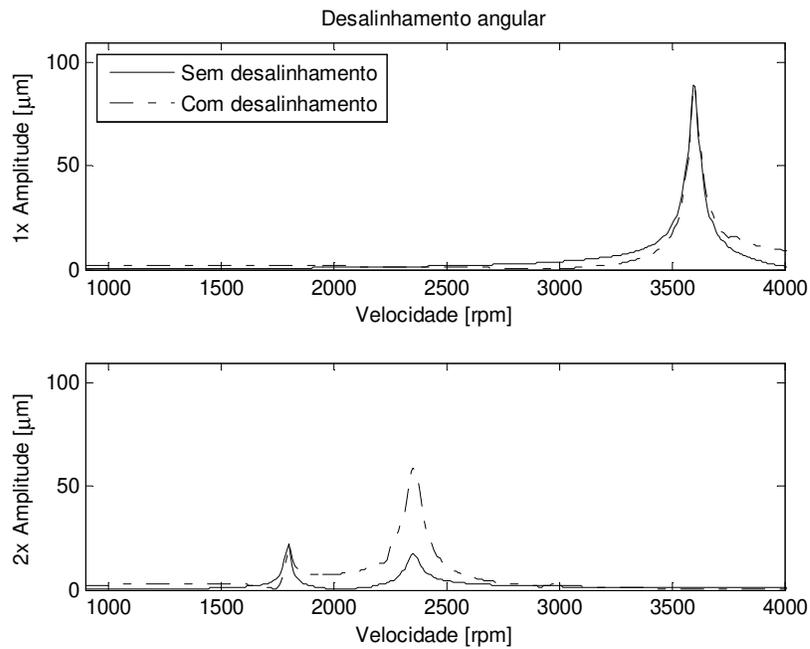


Figura 6.37 – Acoplamento rígido – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento angular no Disco #1.

○ Acoplamento Flexível

Esta comparação também se refere ao Modelo 2, porém a modelagem de acoplamento flexível segundo Nelson e Crandall (1992) foi adotada. Essa abordagem baseia-se em representar o acoplamento por coeficientes de rigidez e amortecimentos relativos, como demonstrado no item 3.4.2.

Segundo Saavedra e Ramírez (2004), que também representaram o acoplamento por coeficientes de rigidez e amortecimento translacional e rotacional, os valores dos coeficientes do acoplamento não são dados fornecidos pelos fabricantes. Assim, devem ser determinados por meio de testes com acoplamentos reais. Nesta dissertação de mestrado, são utilizados apenas dados provenientes de simulações e os valores adotados dos coeficientes são proporcionais aos valores utilizados por Tapia (2003) no sistema rotor-mancais-acoplamento de Sekhar e Prabhu (1995) e estão dispostos na Tabela 6.7. Entretanto, para um sistema real rotor-mancais-acoplamento, mais testes devem ser realizados para determinação dos coeficientes que melhor representam o acoplamento. A densidade do material do acoplamento é $\rho=7860 \text{ kg/m}^3$ e é necessária para o cálculo da massa e da inércia de cada um dos dois discos que o representa. Cada disco possui comprimento $L_{DA} = 12,5\text{cm}$ e diâmetro $D_{DA} = 14,0\text{cm}$ e, assim é possível obter massa e inércias do mesmo. Com todos os dados, obtêm-se os valores numéricos das matrizes $[M^a]$, $[C^a]$, $[G^a]$ e $[K^a]$ (Equações (3.15) a (3.18)).

Tabela 6. 7 – Propriedades do modelo Nelson e Crandall de acoplamento flexível.

	Rigidez	Amortecimento
Translacional	$k_T = 0,3 \cdot 10^9 \text{ N/m}$	$c_T = 2,825 \text{ N.s/m}$
Rotacional	$k_R = 3,3948 \cdot 10^5 \text{ N/m.rad}$	$c_R = 2,825 \text{ N.s/m.rad}$

Para realizar a comparação com os resultados anteriores para um acoplamento rígido, o desbalanceamento também é constatado como excitação da segunda harmônica. Dessa forma, as

Figuras 6.38 e 6.39 apresentam as respostas em frequência do Modelo 2 na presença de um acoplamento flexível e excitadas ou não por desalinhamento.

Assim como para o caso com acoplamento rígido, a primeira harmônica apresenta pouca influência do desalinhamento (paralelo ou angular). Porém, entre as respostas de um acoplamento rígido e um flexível, duas diferenças principais podem ser observadas entre as simulações com acoplamento rígido e flexível:

- O 2º modo da segunda harmônica apresenta uma influência bem menor ao desalinhamento quando um acoplamento flexível é utilizado. Ou seja, assim como previsto na teoria do Capítulo 4, o modelo de acoplamento mais flexível tem uma capacidade muito maior de absorver o desalinhamento e reduzir os níveis de vibração se comparado com o modelo de acoplamento rígido.
- Na presença do acoplamento flexível, há o surgimento de mais modos de vibração, como pode ser percebido nas Figuras 6.38 e 6.39.

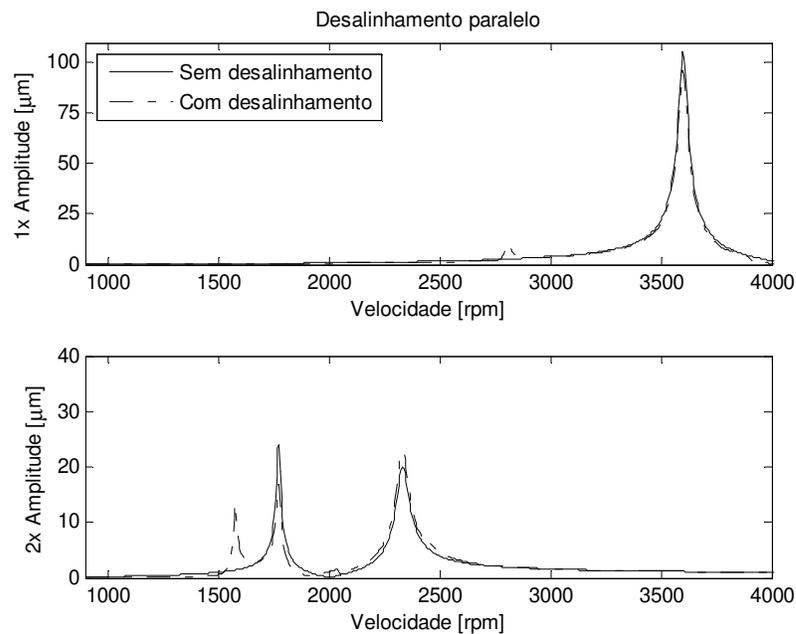


Figura 6.38 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento paralelo no Disco #1, considerando que ambas as falhas atuam na primeira e segunda harmônicas.

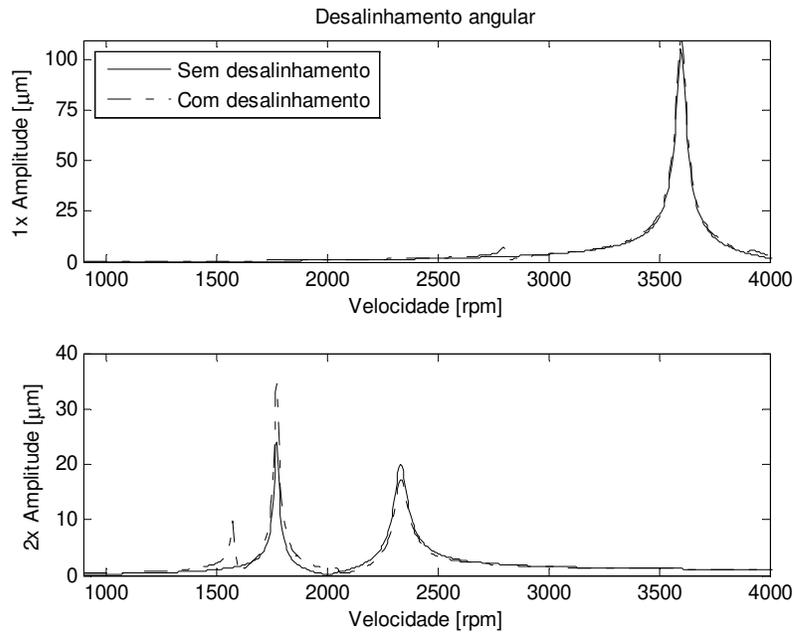


Figura 6.39 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento angular no Disco #1, considerando que ambas as falhas atuam na primeira e segunda harmônicas.

Entretanto, uma quantidade expressiva de pesquisadores considera o desbalanceamento como uma excitação apenas da primeira harmônica, como foi discutido no Capítulo 4. Dessa forma, novos testes foram realizados e apresentados nas Figuras 6.40 e 6.41. As forças de desalinhamento continuam como atuantes nas primeira e segunda harmônicas, como proposto por Sekhar e Prabhu (1995) e outros autores. Nessas novas figuras é possível, portanto, analisar isoladamente a influência do desalinhamento na segunda harmônica, visto que para o caso ‘sem desalinhamento’, a resposta na segunda harmônica é nula.

Essa análise pode ser ainda confirmada por Wowk (1991) que, complementado por Sinha et al. (2004), afirma que em máquinas com desalinhamento e desbalanceamento, a ação corretiva de alinhamento deve ser realizada em primeiro lugar, porque podem existir componentes síncronos (1x) associados ao desalinhamento e que levem a análise incorreta da quantidade de desbalanceamento. Se altas vibrações síncronas se mantêm depois do alinhamento, tem-se uma boa indicação da quantidade de desbalanceamento e a aplicação de técnicas de balanceamento é possível. Ou seja, conclui-se das afirmações dos autores que o desalinhamento pode ser

identificado por sua influência em outras harmônicas e que a influência do desalinhamento na primeira harmônica pode ou não ser significativo.

As figuras anteriores relativas ao Disco #1 foram elaboradas, principalmente, para comparação com os resultados de Sekhar e Prabhu (1995). Entretanto, o foco deste trabalho, como explicado anteriormente, é nas respostas nos mancais. O sistema rotor-acoplamento-mancais do Modelo 2 apresenta 4 mancais e os itens 6.2.3 e 6.2.4 tem como objetivo apresentar as respostas em frequência (amplitude e fase) no Mancais #1 para um sistema perfeitamente alinhado ou excitado por desalinhamento (paralelo ou angular).

Nos mancais, o desalinhamento também não apresenta influência significativa nas respostas em amplitude na primeira harmônica. No entanto, é possível analisar que há desbalanceamento, pois essa falha influencia a fase da resposta nessa harmônica.

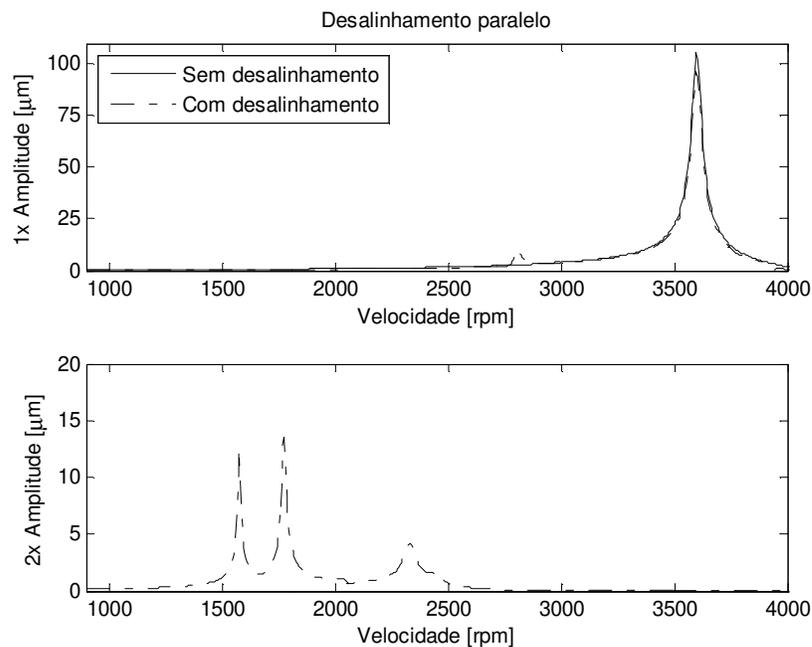


Figura 6.40 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento paralelo no Disco #1, considerando que o desbalanceamento atua somente na primeira harmônica.

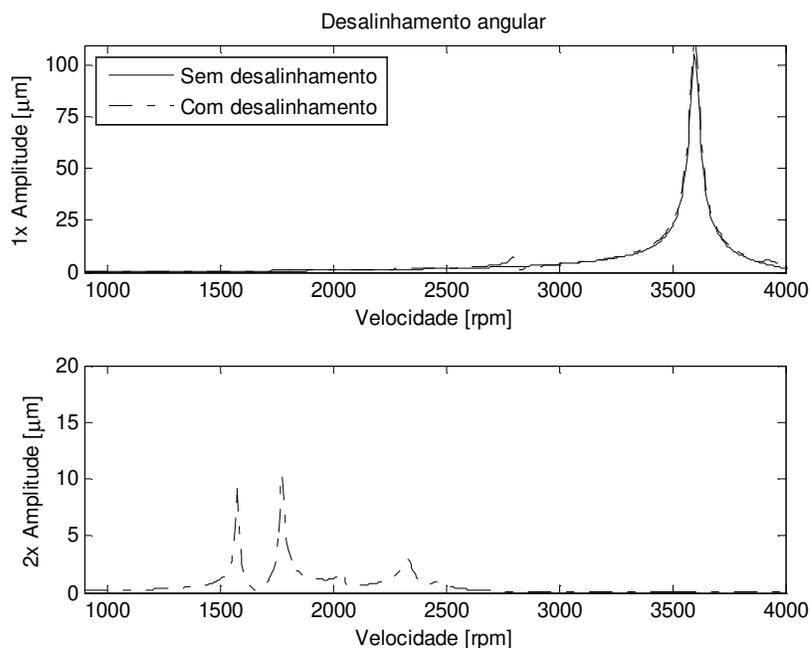


Figura 6.41 – Acoplamento flexível – Resposta ao desbalanceamento e desalinhamento angular no Disco #1, considerando que o desbalanceamento atua somente na primeira harmônica.

6.2.2 Simulação 04 – Excitação por desbalanceamento e desalinhamento angular

As Figura 6.42 a 6.45 apresentam as respostas em frequência no nó do Mancal #1, para o sistema rotor-acoplamento-mancais do Modelo 2 com acoplamento flexível sem ou com desalinhamento angular. As figuras comparativas para os Mancais #2, #3 e #4 se encontram no APÊNDICE A.

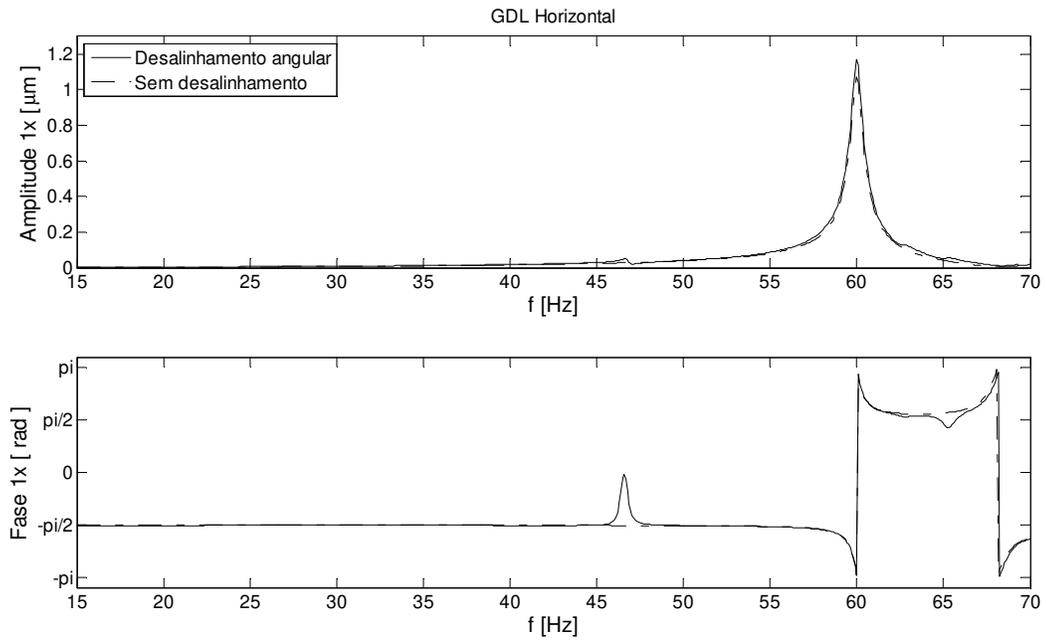


Figura 6.42 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.

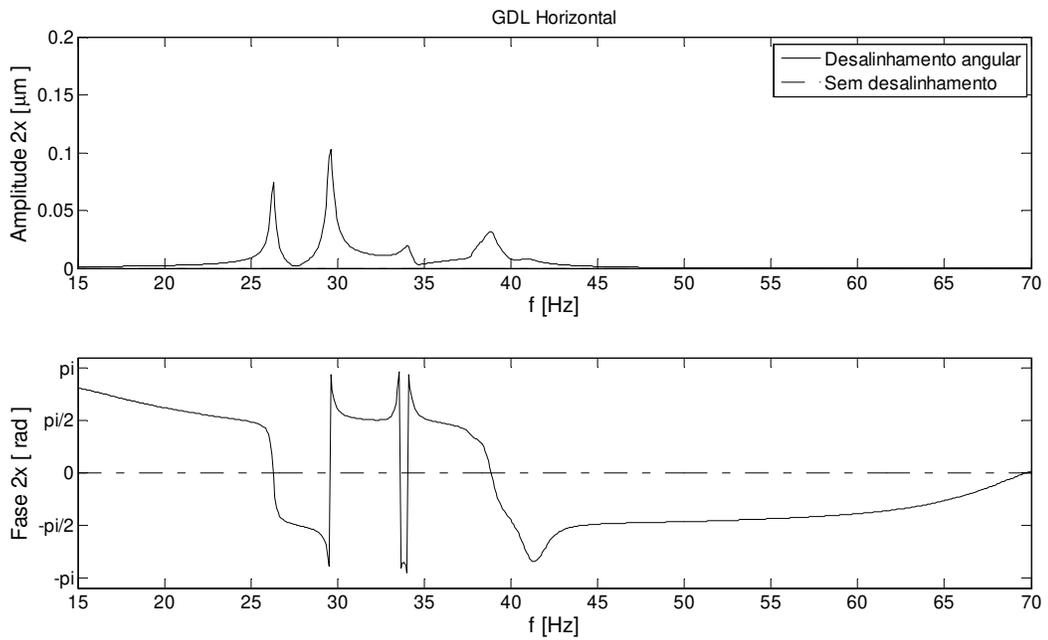


Figura 6.43 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal.

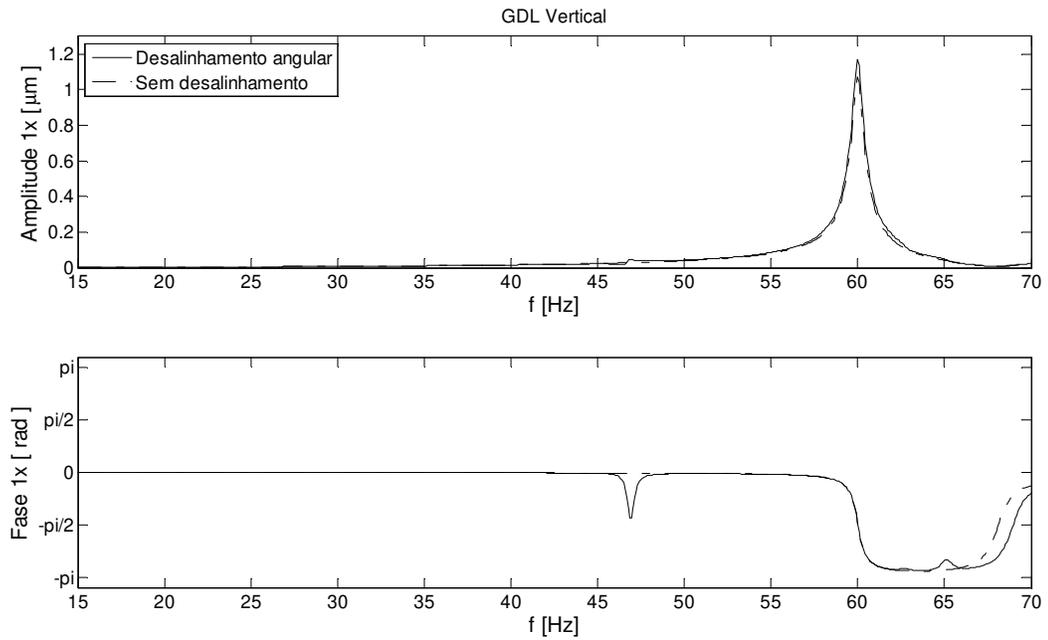


Figura 6.44 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.

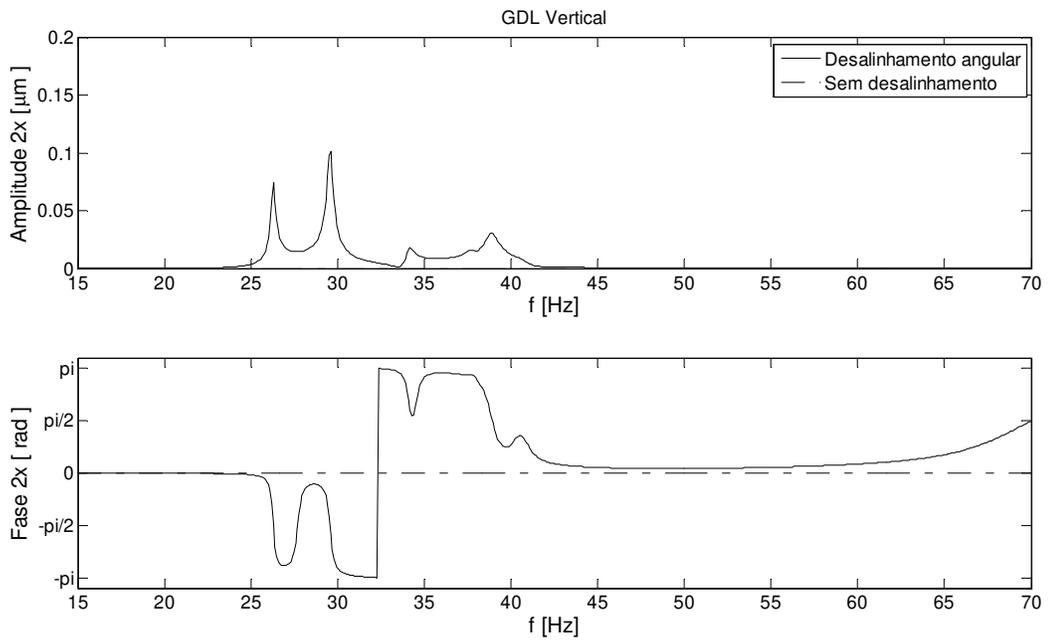


Figura 6.45 – Mancal #1 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.

6.2.3 Simulação 05 – Excitação por desbalanceamento e desalinhamento paralelo

As Figura 6.46 a 6.49 apresentam as respostas em frequência no nó do Mancal #1, para o sistema rotor-acoplamento-mancais do Modelo 2 com acoplamento flexível sem ou com desalinhamento paralelo. As figuras comparativas para os Mancais #2, #3 e #4 se encontram no APÊNDICE A.

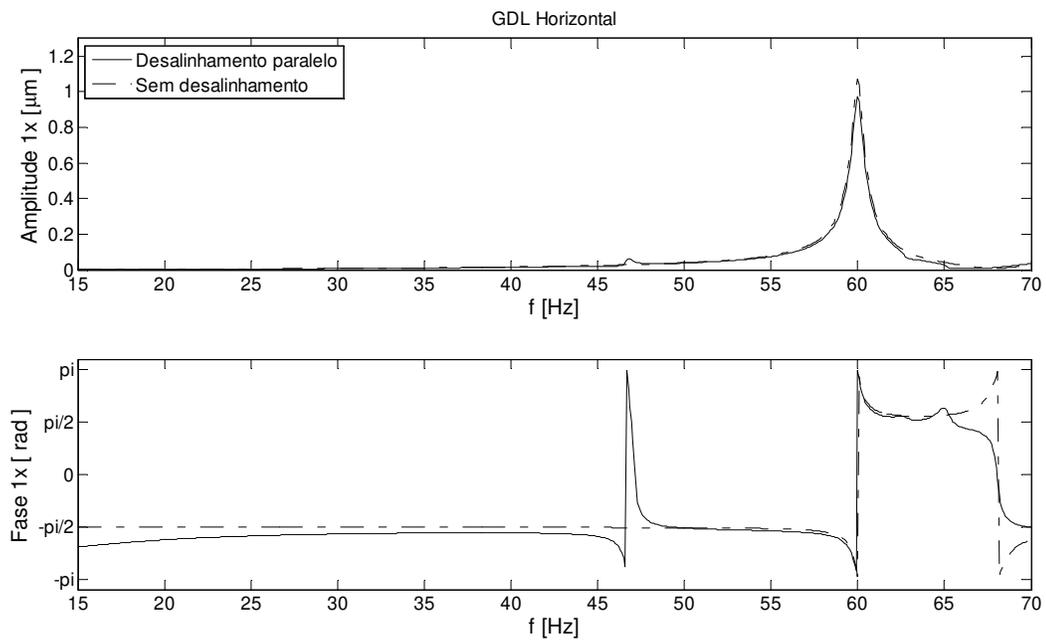


Figura 6.46 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.

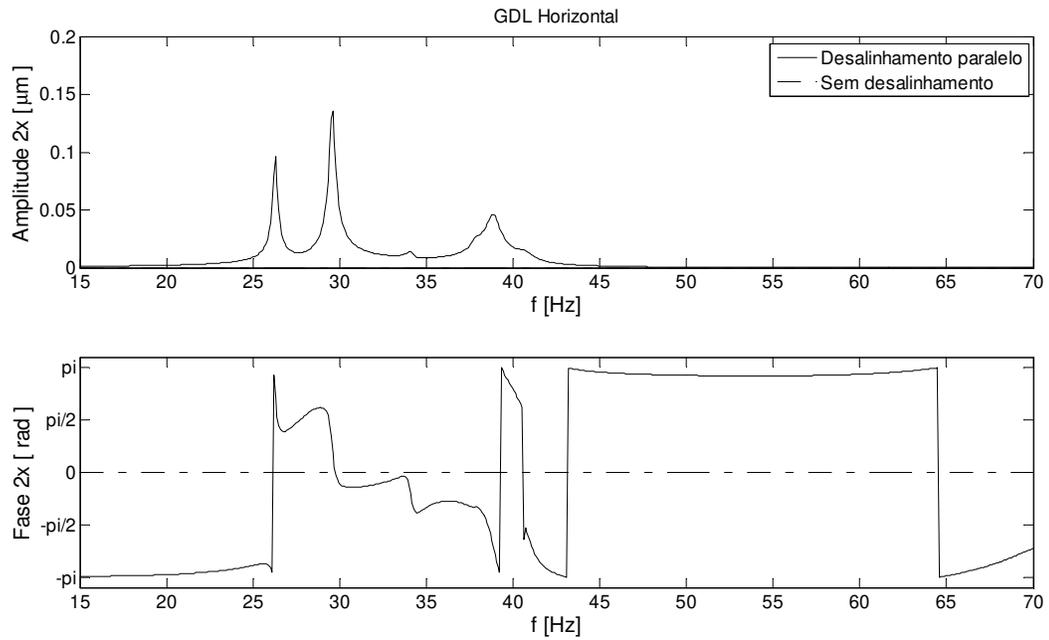


Figura 6.47 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.

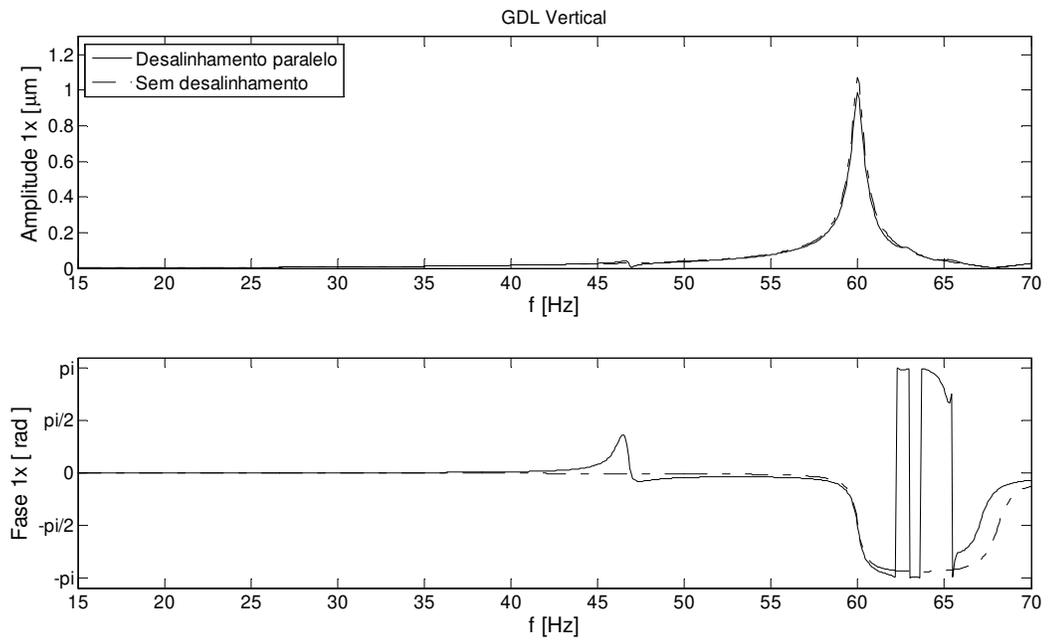


Figura 6.48 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Vertical.

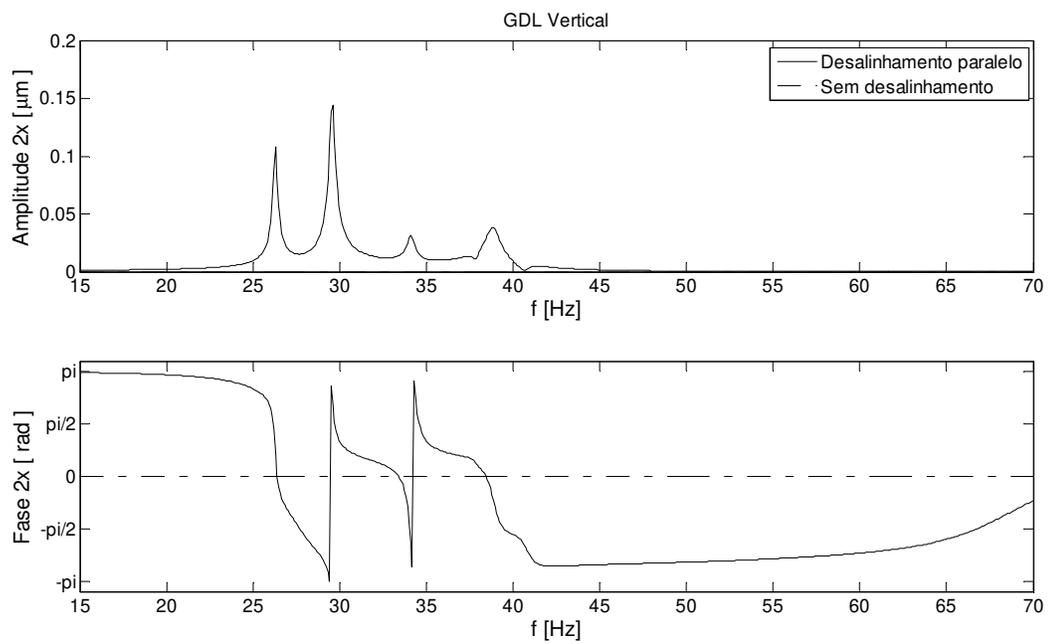


Figura 6.49 – Mancal #1 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical.

7 RESULTADOS DA IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS

Este capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os resultados da aplicação do procedimento desenvolvido de identificação dos parâmetros de falhas aos modelos de máquinas rotativas desenvolvidos no Capítulo 6.

Cinco procedimentos de ajuste foram realizados utilizando-se o Modelo 1 ou Modelo 2, com base nos resultados obtidos anteriormente, aos quais foi adicionado um nível de ruído, para que o resultado simulado (com parâmetros conhecidos) se aproximasse de um possível sinal experimental, ou seja, para verificar a eficácia do algoritmo em condições mais próximas a realidade. O método de busca por algoritmo genético tem, portanto, o objetivo de identificar o conjunto de parâmetros de falhas cujas respostas em frequência mais se aproximam dos sinais simulados. O desbalanceamento foi considerado presente em todas as simulações por ser uma falha presente, em maior ou menor grau, praticamente em todas as máquinas rotativas.

A Tabela 7.1 resume os testes realizados, a quantidade de parâmetros de falha que devem ser identificados e o número de funções objetivo consideradas em cada um deles. Para cada desbalanceamento, o método de busca identifica a amplitude, fase e posição dessa falha (3 parâmetros). Para o empenamento também a amplitude, fase e posição (do empenamento máximo) devem ser identificadas (3 parâmetros). Além disso, para o desalinhamento angular e paralelo é necessário identificar, respectivamente, o ângulo de desalinhamento (1 parâmetro) e as distâncias de desalinhamento (4 parâmetros). Dessa forma, os procedimentos de ajuste estão organizados em relação ao grau esperado de dificuldade na identificação, do caso mais simples ao caso mais complexo.

Para o caso de falhas por desbalanceamento e/ou empenamento, considera-se que há excitação apenas na primeira harmônica (como explicado nos Capítulos 4 e 6). Dessa forma, as funções objetivo para a primeira harmônica serão as resposta em amplitude e fase nos GDL vertical e horizontal de cada mancal (8 funções objetivo). O desalinhamento (paralelo ou angular) excita a primeira e segunda harmônicas e, portanto, as funções objetivo serão as respostas em

amplitude e fase nos GDL vertical e horizontal de cada mancal para cada harmônica (16 funções objetivo).

Tabela 7. 1 – Dados dos procedimentos de ajuste.

Modelo	Excitação do sistema	Quantidade de parâmetros a serem identificados	Quantidade de funções objetivo consideradas
1	Desbalanceamento	3	8
1	Desbalanceamento e empenamento	6	8
2	Dois desbalanceamentos	6	8
2	Dois desbalanceamentos e desalinhamento angular	7	16
2	Dois desbalanceamentos e desalinhamento paralelo	10	16

Para solucionar o sistema e obter a resposta em amplitude e fase para uma determinada faixa de frequência, deve-se solucionar o sistema duas vezes para cada passo de frequência. (Equações (3.24) (primeira harmônica) e (3.28) (segunda harmônica)). Este procedimento deve ser repetido para cada indivíduo da população do algoritmo genético para tornar possível a comparação com as respostas simuladas e o cálculo das funções objetivo.

A dimensão do sistema linear final a ser resolvido, para cada harmônica e frequência, é igual ao número de graus de liberdade do **MEF**, ou seja, quatro vezes o número de nós. Uma resolução de sistema linear, nas dimensões utilizadas neste trabalho, apresenta-se relativamente rápida, porém, devido aos repetidos cálculos (para uma grande população de soluções durante diversas gerações) o método apresenta um custo computacional relativamente elevado. Esse custo pode ser consideravelmente reduzido se uma população menor do algoritmo genético ou um número menor de gerações forem avaliados, arriscando, contudo, possíveis perdas na qualidade dos resultados obtidos. Assim, uma alternativa é reduzir o modelo com projeção sobre base modal.

Outra forma de atenuar o efeito do custo computacional é a elaboração de um banco de dados. Se um indivíduo apresentar o genótipo perfeitamente igual a um indivíduo previamente

encontrado, ambos apresentam as mesmas respostas em amplitude e fase para todos os nós (visto que apresentam os mesmos parâmetros de falhas) e, portanto, os mesmos valores das funções objetivo. Dessa forma, cada indivíduo é analisado quanto ao seu genótipo e se não houve nenhum indivíduo igual em gerações anteriores, seu genótipo e valores de funções objetivo são adicionados ao banco de dados. Se o indivíduo for analisado e um indivíduo igual for encontrado, os valores das funções objetivo finais são diretamente atribuídos a este, reduzindo a necessidade de novos cálculos. Esse método torna-se cada vez mais interessante com o passar das gerações do algoritmo, pois, à medida que a busca evolui, mais indivíduos terão sido calculados anteriormente, além de a busca tender a convergir para a Fronteira de Pareto final, o que concentra grande parte das soluções na região e aumenta a chance de indivíduos semelhantes.

Na Figura 5.1 (obtida de Fleming e Purshouse, 2002) e em Castro et al. (2009), a superfície de troca representa o conjunto de soluções não dominadas encontradas por um determinado algoritmo através de um dado número de gerações para um caso com duas funções objetivo. Dessa forma, a representação desta superfície é simples e realizada em um gráfico bi-dimensional. Castro et al. (2009) representaram, através de um gráfico tri-dimensional, a superfície resultante de um problema com 3 funções objetivo. Entretanto, como os ajustes dessa dissertação de mestrado tratam de problemas com 8 ou 16 funções objetivo, há a dificuldade de representar a Fronteira de Pareto resultante da última geração de cada processo de identificação. Dessa forma, os resultados são expostos em forma de tabela, para 3 indivíduos selecionados da população externa da última geração de cada processo de identificação por algoritmos genéticos.

O critério de parada do algoritmo de busca é o número total de gerações N_{GER} , que deve ser definido previamente. Outros parâmetros do algoritmo genético são o tamanho da população, tamanho máximo da população externa, probabilidade de *crossover*, probabilidade e porcentagem de mutação. Deb (2001) afirma que estes parâmetros devem ser escolhidos de acordo com a natureza do problema e as características do algoritmo implementado.

7.1 Modelo 1

O Modelo 1 (Figura 6.1), desenvolvido no Capítulo 6, foi utilizado para testar o método de identificação de falhas em duas situações:

- Falha por desbalanceamento
- Falha por desbalanceamento e empenamento

Para estas situações foi considerado o ajuste (funções objetivo) apenas para a primeira harmônica, visto que o desbalanceamento não atua nas harmônicas subseqüentes, como consideram a maioria dos pesquisadores do desbalanceamento.

7.1.1 Ajuste 1 – Identificação de desbalanceamento

Para este ajuste, foram utilizadas as respostas em frequência ao desbalanceamento obtidas para o Modelo 1 no item 6.1.1 (Simulação 1), no Capítulo 6. Às respostas foi somado um ruído para representar um possível sinal experimental. Não há, em nenhum grau, empenamento no eixo.

O sistema foi analisado no intervalo de 1 a 50 Hz, com $N_p=400$ pontos. A Tabela 7.2 contém os valores dos parâmetros de desbalanceamento (amplitude, fase e posição) utilizados na simulação e que são os objetivos do algoritmo de ajuste.

Tabela 7. 2 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 1.

	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento	$3,70 \cdot 10^{-5}$	0°	10 (central)

A Tabela 7.3 apresenta os valores máximos e mínimos desses parâmetros (faixa de busca) e o número de bits para utilização na Equação (5.1). A Tabela 7.3 contém ainda os parâmetros dos algoritmos genéticos utilizados no ajuste (número de gerações N_{GER} (critério de parada), tamanho da população N_{POP} , tamanho máximo da população externa N_{POP_EXT} , probabilidade de *crossover* P_C , probabilidade e porcentagem de mutação (P_M e $P_{\%M}$)).

Zitzler e Thiele (1998) comentaram que a proporção de $\frac{1}{4}$ entre o tamanho máximo da população externa e o tamanho da população corrente do algoritmo **SPEA** é uma relação que apresenta bom desempenho para a maioria dos problemas. Para este problema, foi adotado o tamanho máximo da população externa levemente superior à relação proposta.

Tabela 7. 3 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 1.

		Amplitude [kg.m]		Fase [graus]		Posição [nó]	
		V_MÍNIMO	V_MÁXIMO	V_MÍNIMO	V_MÁXIMO	V_MÍNIMO	V_MÁXIMO
Desbalanceamento		0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	1	19
N_{GER}	N_{POP}	N_{POP_EXT}	P_C	P_M	$P_{\%M}$	N_{BIT}	
100	100	30	0,8	0,35	0,25	8 (para amplitude, fase e posição do desbalanceamento)	

A precisão em número real dos parâmetros de falha está ligada ao número de bits, pois quanto maior for o número de bits reservado para uma variável, maior será a quantidade de divisões entre os valores mínimo e máximo fornecidos, ou seja, maior a precisão da identificação. Em contrapartida, o aumento de bits, acarreta em um aumento do número de indivíduos possíveis de ser encontrados, ampliando consideravelmente o espaço de busca. Assim, geralmente, deve-se aumentar o total de gerações e tamanho da população para uma convergência satisfatória.

O vetor binário do genótipo para um indivíduo do Ajuste 1 está apresentado na Figura 7.1. Os ‘X’ representam os possíveis ‘0’ e ‘1’ que esse vetor binário pode assumir. Como existem 3 variáveis a ser encontradas e 8 bits alocadas para cada, tem-se que o vetor genótipo apresenta um total de 24 bits, ou seja, $2^{24} = 16.777.216$ indivíduos diferentes.

DESBALANCEAMENTO #1																	
X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
amplitude						fase						posição					

Figura 7.1 – Vetor do genótipo para um indivíduo do Ajuste 1.

Com os conjuntos de dados apresentados nas tabelas anteriores, o processo de busca evolui rapidamente para regiões boas (já nas primeiras gerações, resultados muito próximos do esperado foram identificados) e as gerações subsequentes são úteis para refinamento dos resultados.

Na primeira geração (em que os indivíduos são gerados randomicamente) foram obtidas 5 soluções não dominadas, que foram alocadas na população externa. Com a continuidade das gerações, melhores soluções vão sendo encontradas e, assim, a população externa se torna mais povoada. Já na 10ª geração, o algoritmo de *Cluster* foi acionado, pois a população externa era de 32 indivíduos e excedia o limite de $N_{POP_EXT} = 30$. Na última geração, o cluster foi acionado para 40 indivíduos.

Na Tabela 7.4, são apresentados os resultados obtidos para 3 indivíduos da população externa da última geração. É mostrado também um indivíduo da população externa da primeira geração, o qual já apresenta uma boa aproximação do resultado final, mas é dominado por todos os demais indivíduos da população externa das últimas gerações, ou seja, bons resultados já foram encontrados nas primeiras gerações, mas foram sendo refinados com a evolução do algoritmo. Nesta tabela, são fornecidos os valores dos parâmetros de desbalanceamento (amplitude, fase e posição) de cada indivíduo analisado, além dos resultados das funções objetivo.

As funções objetivo analisadas para este caso foram relativas à amplitude e fase nos GDL horizontal (H) e vertical (V) para o Mancal #1 (M1) e Mancal #2 (M2), somente na primeira harmônica (harmônica na qual o desbalanceamento atua), totalizando 8 funções objetivo. Os valores em cinza representam o menor valor da função objetivo correspondente se comparados os

4 indivíduos indicados na Tabela 7.4. Portanto, é possível notar que os três indivíduos da população externa da última geração são mesmo não dominados entre si (cada um é melhor que os outros em pelo menos um objetivo), sendo possível afirmar que estes, muito provavelmente, fazem parte da Fronteira de Pareto para este problema.

Tabela 7. 4 – Resultados do Ajuste 1 – Desbalanceamento.

		Indivíduos da pop. externa da última geração			Indivíduo dominado
		Solução A	Solução B	Solução C	
Desb.	Amplitude [kg.m]	$3,7059 \cdot 10^{-5}$	$3,6863 \cdot 10^{-5}$	$3,7182 \cdot 10^{-5}$	$3,7647 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	$3,5294^\circ$	$4,9412^\circ$	$0,3523^\circ$	$-37,4124^\circ$
	Posição [nó]	10	10	10	11
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_V_M1}}$	$2,6537 \cdot 10^{-4}$	$2,6571 \cdot 10^{-4}$	$2,6595 \cdot 10^{-4}$	$2,7571 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_H_M1}}$	$1,4070 \cdot 10^{-4}$	$1,3984 \cdot 10^{-4}$	$1,4293 \cdot 10^{-4}$	$1,7105 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{FASE_1X_V_M1}}$	$2,2939 \cdot 10^{-2}$	$2,9140 \cdot 10^{-2}$	$1,4898 \cdot 10^{-2}$	$2,0719 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{FASE_1X_H_M1}}$	$2,2829 \cdot 10^{-2}$	$2,9206 \cdot 10^{-2}$	$1,4747 \cdot 10^{-2}$	$2,0719 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_V_M2}}$	$2,5668 \cdot 10^{-4}$	$2,5520 \cdot 10^{-4}$	$2,5790 \cdot 10^{-4}$	$2,6677 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_H_M2}}$	$1,3825 \cdot 10^{-4}$	$1,3893 \cdot 10^{-4}$	$1,4035 \cdot 10^{-4}$	$1,6859 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{FASE_1X_V_M2}}$	$2,1785 \cdot 10^{-2}$	$2,7731 \cdot 10^{-2}$	$0,0149 \cdot 10^{-2}$	$2,0816 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{FASE_1X_H_M2}}$	$2,4037 \cdot 10^{-2}$	$3,0354 \cdot 10^{-2}$	$0,0154 \cdot 10^{-2}$	$2,0598 \cdot 10^{-1}$

É importante recordar que para o Modelo 1, o disco rígido central não está concentrado em um único ponto do **MEF** e como discutido no item 6.1.1 (Simulação 1) as respostas em frequência dos nós que o representam não apresentam, como esperado, uma diferença considerável. Assim, é considerado que o procedimento de ajuste é capaz de identificar da posição do desbalanceamento se o resultado estiver entre os nós 8 e 12.

As Figuras 7.2 e 7.3 mostram os resultados da Solução A da Tabela 7.4, comparando-os com os resultados simulados e utilizados no cálculo das funções objetivo. São apresentadas as respostas em frequência (amplitude e fase) apenas para o Mancal #1, pois devido ao grau de

simetria do rotor, não seria possível identificar diferenças nas figuras das respostas dos mancais. Os resultados ajustados apresentam boa concordância com os resultados simulados.

A identificação de falha para esse caso foi relativamente simples e rápida com o método utilizado, especialmente porque envolve parâmetros pouco conflitantes entre si. Como discutido no Capítulo 6, para apenas um desbalanceamento no Modelo 1, uma alteração na amplitude de desbalanceamento altera apenas a amplitude da resposta em frequência e não tem influência sobre a fase da resposta. Analogamente, uma alteração na fase de desbalanceamento altera apenas a fase da resposta. Apenas a alteração da posição de desbalanceamento pode alterar conjuntamente amplitude e fase das respostas em frequência. Dessa forma, o algoritmo evolui rapidamente para bons resultados.

Sendo que os parâmetros de desbalanceamento foram satisfatoriamente identificados, um procedimento de hipotético balanceamento pôde ser realizado, atingindo uma amplitude de vibração aproximadamente 99% inferior. Esses resultados estão apresentados no APÊNDICE B.

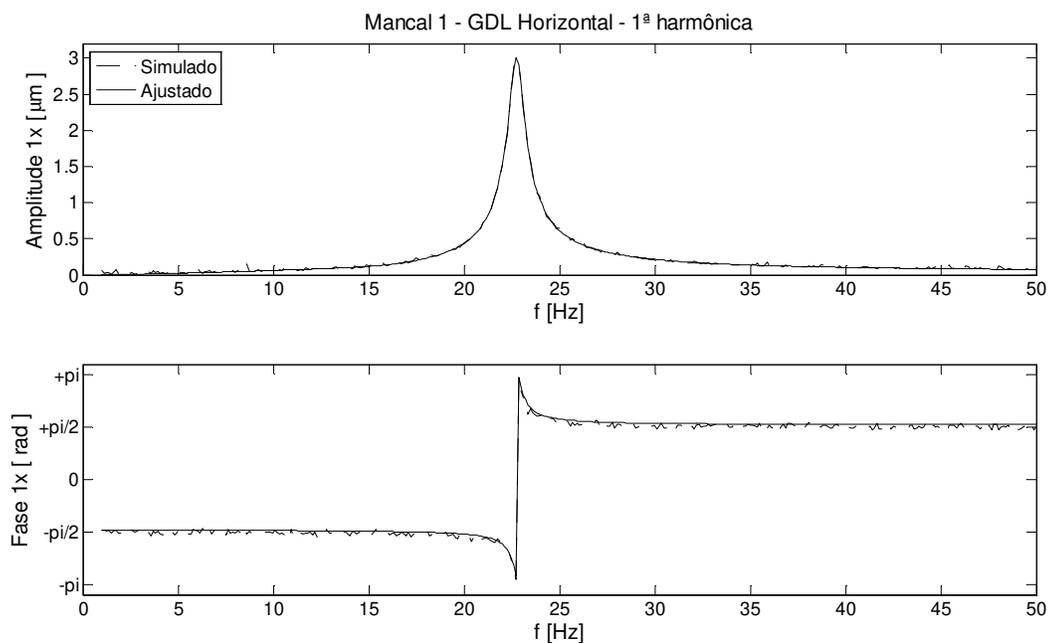


Figura 7.2 – Ajuste 1 – Solução A – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
GDL Horizontal.

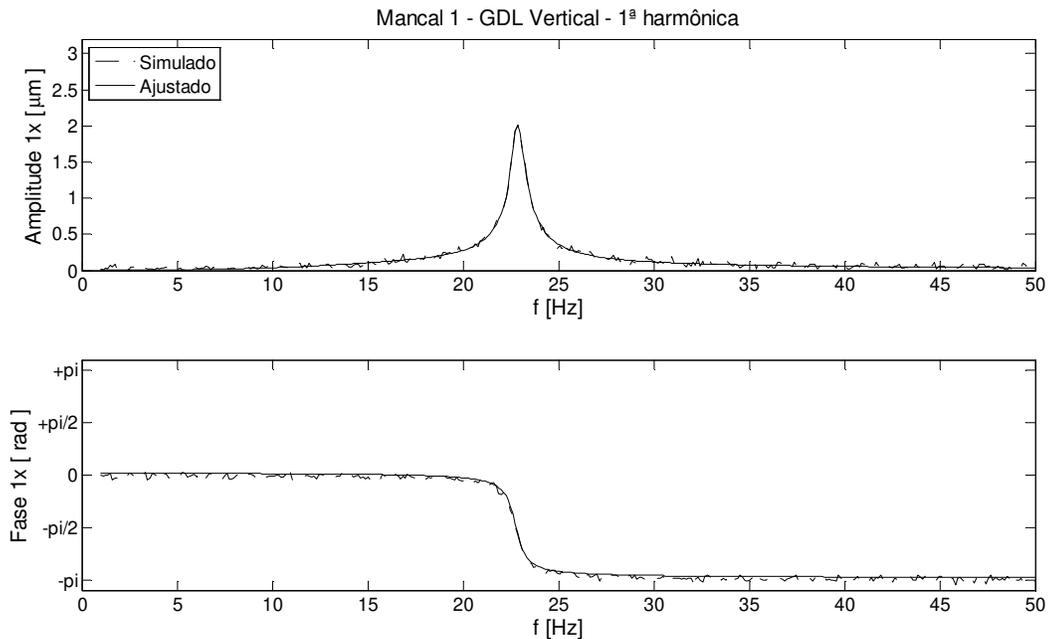


Figura 7.3 – Ajuste 1 – Solução A – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
GDL Vertical.

7.1.2 Ajuste 2 – Identificação de desbalanceamento e empenamento

Para este ajuste, foram utilizadas as respostas em frequência ao desbalanceamento e empenamento obtidas para o Modelo 1 no item 6.1.2 (Simulação 2), no Capítulo 6. A essas respostas foi somado um ruído para representar um possível sinal experimental.

Assim como no Ajuste 1, o sistema foi analisado no intervalo de 1 a 50 Hz, com $N_p=400$ pontos. A Tabela 7.5 contém os valores dos parâmetros de desbalanceamento e empenamento (amplitude, fase e posição) utilizados na simulação e que são os objetivos do algoritmo de ajuste. A Tabela 7.6 apresenta os valores máximos e mínimos desses parâmetros (faixa de busca) e o número de bits para utilização na Equação (5.1). A Tabela 7.6 contém ainda os parâmetros dos

algoritmos genéticos utilizados no ajuste, que são os mesmos que os utilizados no Ajuste 1 e retornaram bons resultados.

Tabela 7. 5 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 2.

	Amplitude	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento	$3,70 \cdot 10^{-5}$ kg.m	0°	10 (central)
Empenamento	22,57 μ m	-90° (270°)	10 (central)

Tabela 7. 6 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 2.

	Amplitude		Fase [graus]		Posição [nó]	
	V_{MÍNIMO}	V_{MÁXIMO}	V_{MÍNIMO}	V_{MÁXIMO}	V_{MÍNIMO}	V_{MÁXIMO}
Desbalanceamento	0 kg.m	$1 \cdot 10^{-4}$ kg.m	-180°	180°	1	19
Empenamento	0 μ m	100 μ m	-180°	180°	1	19

N_{GER}	N_{POP}	N_{POP_EXT}	P_C	P_M	P_{%M}	N_{BIT}
100	100	30	0.8	0.35	0.25	8 (para amplitude, fase e posição de desbalanceamento e empenamento)

O vetor genotípico, o qual carrega os dados de falha de cada indivíduo, possui agora 48 bits (soma dos 8 bits de cada um dos 6 parâmetros de falha considerados variáveis no ajuste). Ou seja, o número possível de indivíduos diferentes cresceu consideravelmente de 2^{24} (Ajuste 1) para 2^{48} (Ajuste 2). Dessa forma, foram utilizadas mais gerações para o Ajuste 2, se comparado com o Ajuste 1, para que os resultados se aproximassem dos resultados desejados.

A Tabela 7.7 apresenta 3 indivíduos selecionados da última geração do procedimento de ajuste. É apresentado também um indivíduo da população externa da primeira geração, o qual é dominado por todos os indivíduos da população externa da última geração e ainda não apresenta uma aproximação do resultado final.

Tabela 7. 7 – Resultados do Ajuste 2 – Desbalanceamento e empenamento.

		Indivíduos da pop. externa da última geração			Indivíduo dominado
		Solução D	Solução E	Solução F	
Desb.	Amplitude [kg.m]	$3,5039 \cdot 10^{-5}$	$3,0709 \cdot 10^{-5}$	$3,2283 \cdot 10^{-5}$	$2,8740 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	$-4,2520^\circ$	$-1,4173^\circ$	$-1,4173^\circ$	$-77,9528^\circ$
	Posição [nó]	10	8	8	15
Emp.	Amplitude [μm]	24,0157	22,8346	22,0472	12,9921
	Fase [graus]	$-89,2913^\circ$	$-86,4567^\circ$	$-86,4567^\circ$	$-38,2677^\circ$
	Posição [nó]	12	11	11	11
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_V_M1}}$	$2,0642 \cdot 10^{-4}$	$2,5437 \cdot 10^{-4}$	$4,0547 \cdot 10^{-4}$	$2,8259 \cdot 10^{-3}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_H_M1}}$	$3,2558 \cdot 10^{-4}$	$3,1478 \cdot 10^{-4}$	$3,0269 \cdot 10^{-4}$	$6,0092 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{FASE_1X_V_M1}}$	$2,6952 \cdot 10^{-2}$	$1,7054 \cdot 10^{-2}$	$1,7078 \cdot 10^{-2}$	$1,6358 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{FASE_1X_H_M1}}$	$2,8438 \cdot 10^{-2}$	$3,2651 \cdot 10^{-2}$	$2,5091 \cdot 10^{-2}$	$1,1746 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_V_M2}}$	$2,0040 \cdot 10^{-4}$	$2,6248 \cdot 10^{-4}$	$4,2358 \cdot 10^{-4}$	$2,4789 \cdot 10^{-3}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_H_M2}}$	$3,3508 \cdot 10^{-4}$	$2,9417 \cdot 10^{-4}$	$3,0001 \cdot 10^{-4}$	$8,3301 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{FASE_1X_V_M2}}$	$2,4563 \cdot 10^{-2}$	$1,6543 \cdot 10^{-2}$	$1,6569 \cdot 10^{-2}$	$1,2140 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{FASE_1X_H_M2}}$	$1,9537 \cdot 10^{-2}$	$2,9400 \cdot 10^{-2}$	$2,0999 \cdot 10^{-2}$	$1,5269 \cdot 10^{-1}$

Para o Modelo 1, como já discutido, a identificação da posição (nó) das falhas é considerada precisa se os nós identificados se encontram entre o nó 8 e 12. Dessa forma, as Soluções D, E e F da Tabela 7.7 retornaram os valores esperados desse parâmetro.

Apesar do efeito do empenamento não ser tão evidente nos mancais, se comparado aos nós que representam o disco rígido (MEAGHER ET AL. (2008) e como discutido no item 6.1.2 (Simulação 2)), o algoritmo de ajuste foi capaz de realizar uma boa aproximação dos parâmetros de falha e das respostas vibracionais. Especialmente porque o desbalanceamento e o empenamento são forças que atuam em conjunto na primeira harmônica, dificultando a identificação dos seus parâmetros.

Os parâmetros identificados pelas Soluções E e F apresentam diferenças apenas nas amplitudes de desbalanceamento e empenamento. A Solução E apresenta um desbalanceamento menor e um empenamento maior se comparada com a Solução F, porém ambas são não dominadas entre si. Esse fato confirma que alguns efeitos do desbalanceamento e do empenamento são conflitantes, inserindo algum grau de dificuldade no processo de identificação de falhas.

As Figuras 7.4 a 7.7 representam as respostas em frequência da Solução D da Tabela 7.7, as quais apresentam uma concordância muito boa com os resultados simulados.

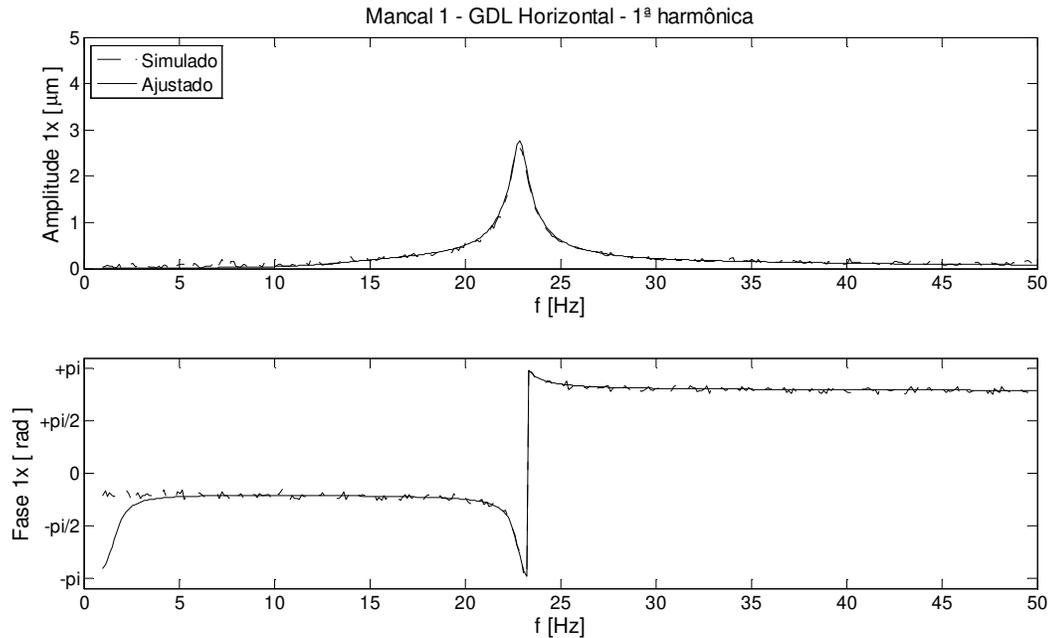


Figura 7.4 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados.

Manca #1, GDL Horizontal.

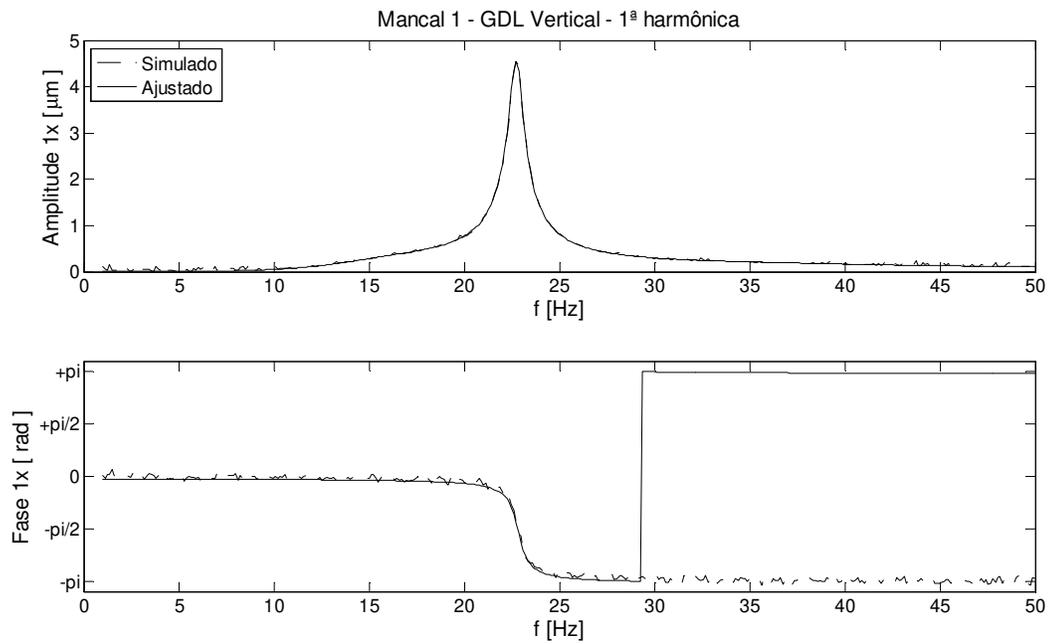


Figura 7.5 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Manca #1, GDL Vertical.

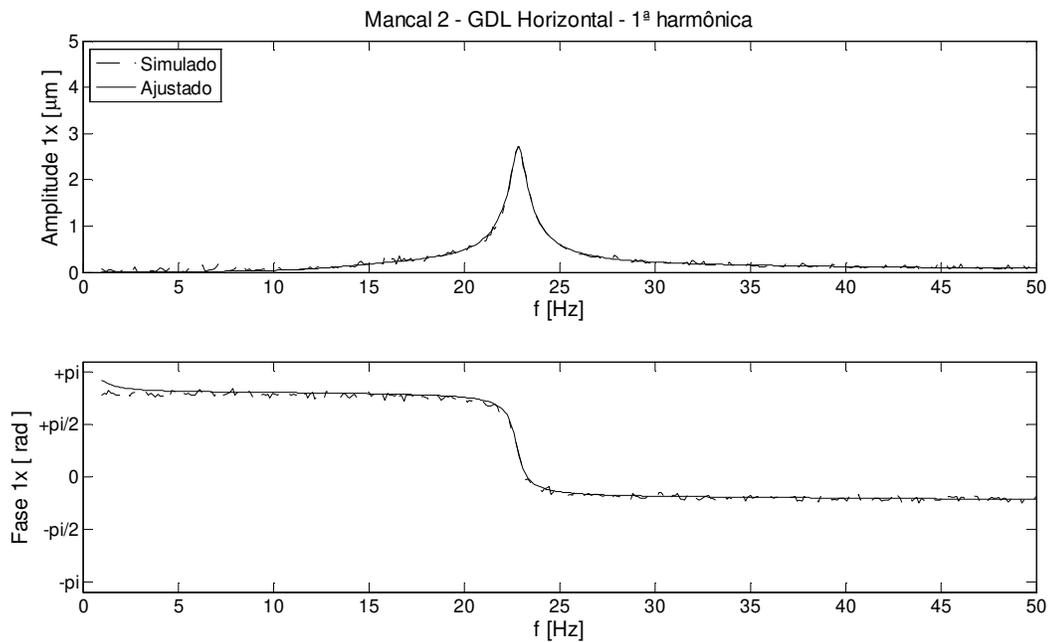


Figura 7.6 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Manca #2, GDL Horizontal.

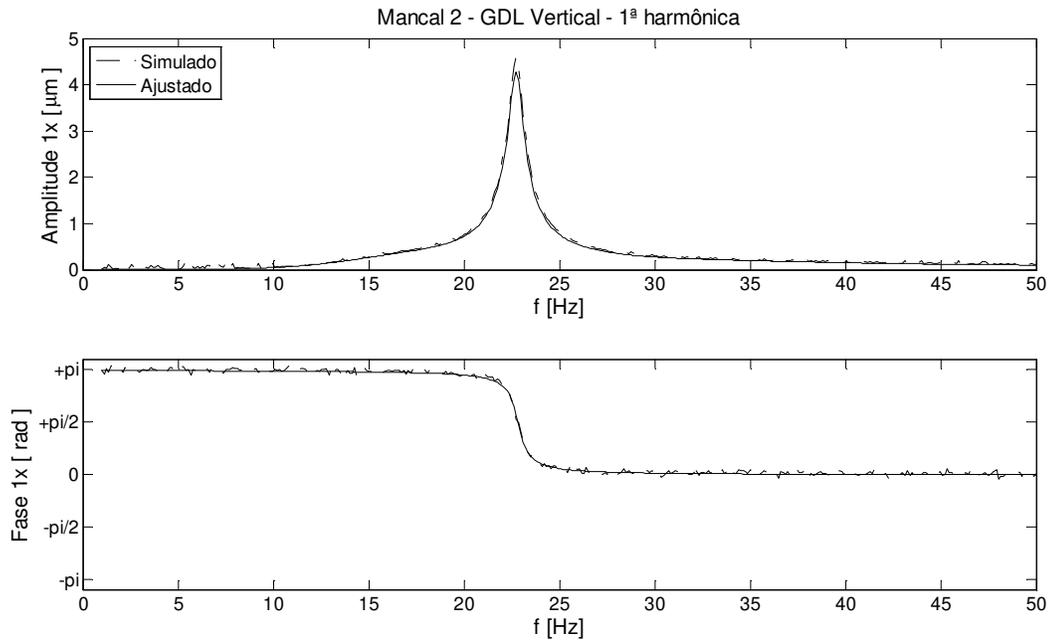


Figura 7.7 – Ajuste 2 – Solução D – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Manca #2, GDL Vertical.

7.2 Modelo 2

O Modelo 2 (Figura 6.32), desenvolvido no Capítulo 6, foi utilizado para testar o método de identificação de falhas em três situações:

- Falha por um desbalanceamento em cada eixo
- Falha por um desbalanceamento em cada eixo e desalinhamento angular
- Falha por um desbalanceamento em cada eixo e desalinhamento paralelo

Para essas situações foi considerado o ajuste (funções objetivo) também para a segunda harmônica, visto que a maior influência do desalinhamento nas respostas do sistema ocorre nesta harmônica, conforme discussão do Capítulo 6.

O Modelo 2 é composto de 2 eixos conectados por um acoplamento flexível. Neste trabalho, o modelo de acoplamento Nelson e Crandall (1992) é considerado no procedimento de ajuste, visto que é um modelo mais completo e preciso de representação de acoplamentos. Além disso, em trabalhos futuros, o método apresentado aqui será aplicado a resultados obtidos na bancada experimental do **LAMAR**, a qual possui um acoplamento flexível conectando o eixo rotativo ao motor.

Eschleman e Jackson (1992) afirmam que o monitoramento da falha que está sendo estudada deve ser realizado o mais perto possível da mesma, assim os Mancais #2 e #3 (que estão próximos do acoplamento e serão mais influenciados pelo desalinhamento) foram escolhidos como os dois mancais monitorados.

7.2.1 Ajuste 3 – Identificação de desbalanceamento

Este primeiro procedimento de ajuste para o Modelo 2 considera que o rotor está sob uma condição ideal de alinhamento perfeito (não há forças devidas ao desalinhamento atuando nos nós do acoplamento) e que cada eixo possui um desbalanceamento de massa, inerente aos processos de fabricação ou outros motivos, discutidos no Capítulo 4.

A Tabela 7.8 contém os valores dos parâmetros de cada desbalanceamento (amplitude, fase e posição) utilizados na simulação e que são os objetivos do algoritmo de ajuste. A Tabela 7.9 apresenta os valores máximos e mínimos desses parâmetros (faixa de busca), o número de bits para utilização na Equação (5.1) e os parâmetros dos algoritmos genéticos utilizados no ajuste. Os parâmetros dos algoritmos genéticos são os mesmos que foram utilizados nos ajustes anteriores.

Neste ajuste, os valores mínimos e máximos de posição de cada desbalanceamento representam a região entre os mancais de cada eixo. Além disso, ao contrário do Modelo 1, cada disco rígido está concentrado em um só nó e, portanto, para o parâmetro de posição do

desbalanceamento ser corretamente identificado, deve corresponder exatamente aos valores da Tabela 7.8.

Tabela 7. 8 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 3.

	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento 1	$3,70 \cdot 10^{-5}$	0°	5 (central do eixo #1)
Desbalanceamento 2	$3,70 \cdot 10^{-5}$	0°	16 (central de eixo #2)

Tabela 7. 9 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 3.

	Amplitude [kg.m]		Fase [graus]		Posição [nó]	
	V_{MÍNIMO}	V_{MÁXIMO}	V_{MÍNIMO}	V_{MÁXIMO}	V_{MÍNIMO}	V_{MÁXIMO}
Desbalanceamento 1	0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	3	7
Desbalanceamento 2	0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	14	18

N_{GER}	N_{POP}	N_{POP_EXT}	P_C	P_M	P_{%M}	N_{BIT}
100	100	30	0.8	0.35	0.25	8 (para amplitude, fase e posição de cada desbalanceamento)

Assim como no Ajuste 2, o vetor genotípico, o qual carrega os dados de falha de cada indivíduo, possui 48 bits (soma dos 8 bits de cada um dos 6 parâmetros de falha considerados variáveis no ajuste).

O Ajuste 1, para identificação de desbalanceamento no Modelo 1, considerou apenas um desbalanceamento. Entretanto, o Ajuste 3 apresenta um desbalanceamento em cada eixo. Como os eixos estão acoplados, uma falha em um deles interfere na resposta do outro. Sendo assim, o procedimento de identificação de falhas para o Ajuste 3 apresenta uma dificuldade maior que para o Ajuste 1, da mesma forma que o Ajuste 2 apresenta 2 falhas que podem causar uma interferência mútua. Os indivíduos da população externa da primeira geração (como o indivíduo dominado da Tabela 7.10) não apresentam aproximações tão boas do resultado esperado, porém, com a evolução das gerações, valores satisfatoriamente próximos dos esperados foram obtidos.

A Tabela 7.10 apresenta 3 indivíduos selecionados da última geração do procedimento de ajuste. É apresentado também um indivíduo da população externa da primeira geração, o qual é dominado por todos os indivíduos da população externa da última geração.

As Figuras 7.8 a 7.11 mostram os resultados para a solução G da Tabela 7.10. São apresentadas as respostas em frequência (amplitude e fase) para os dois mancais ajustados (Mancal #2 e Mancal #3) na primeira harmônica. As respostas apresentam boa concordância.

Dado que os parâmetros de desbalanceamento foram satisfatoriamente identificados, um procedimento de balanceamento dos rotores pôde ser realizado, atingindo um decréscimo da amplitude de vibração de aproximadamente 96%. Esses resultados estão apresentados no APÊNDICE B.

Tabela 7. 10 – Resultados do Ajuste 3 – Desbalanceamento.

		Indivíduos da pop. externa da última geração			Indivíduo dominado
		Solução G	Solução H	Solução I	
Desb. 1	Amplitude [kg.m]	$3,8824 \cdot 10^{-5}$	$3,9216 \cdot 10^{-5}$	$3,7647 \cdot 10^{-5}$	$3,7647 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	$7,7647^\circ$	$0,7059^\circ$	$9,1765^\circ$	$-13,4118^\circ$
	Posição [nó]	5	5	5	6
Desb. 2	Amplitude [kg.m]	$3,6863 \cdot 10^{-5}$	$3,2549 \cdot 10^{-5}$	$3,5490 \cdot 10^{-5}$	$1,3137 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	$-19,0588^\circ$	$-4,9412^\circ$	$-10,5882^\circ$	$74,1176^\circ$
	Posição [nó]	16	16	16	14
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_V_M2}}$	$8,1442 \cdot 10^{-5}$	$8,1009 \cdot 10^{-5}$	$6,4164 \cdot 10^{-5}$	$1,4802 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_H_M2}}$	$1,2462 \cdot 10^{-4}$	$1,2415 \cdot 10^{-4}$	$1,1316 \cdot 10^{-4}$	$1,9463 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{FASE_1X_V_M2}}$	$1,4146 \cdot 10^{-2}$	$7,3056 \cdot 10^{-3}$	$2,8236 \cdot 10^{-2}$	$3,9624 \cdot 10^{-2}$
	$F_{\text{FASE_1X_H_M2}}$	$1,3432 \cdot 10^{-2}$	$8,1936 \cdot 10^{-3}$	$2,7088 \cdot 10^{-2}$	$4,0821 \cdot 10^{-2}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_V_M3}}$	$7,0580 \cdot 10^{-5}$	$8,8475 \cdot 10^{-5}$	$7,9453 \cdot 10^{-5}$	$4,5150 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{AMPLITUDE_1X_H_M3}}$	$1,1016 \cdot 10^{-4}$	$1,1839 \cdot 10^{-4}$	$1,1418 \cdot 10^{-4}$	$4,6164 \cdot 10^{-4}$
	$F_{\text{FASE_1X_V_M3}}$	$4,9662 \cdot 10^{-2}$	$1,4198 \cdot 10^{-2}$	$2,7488 \cdot 10^{-2}$	$1,3172 \cdot 10^{-1}$
	$F_{\text{FASE_1X_H_M3}}$	$5,0544 \cdot 10^{-2}$	$1,4204 \cdot 10^{-2}$	$2,7981 \cdot 10^{-2}$	$1,3060 \cdot 10^{-1}$

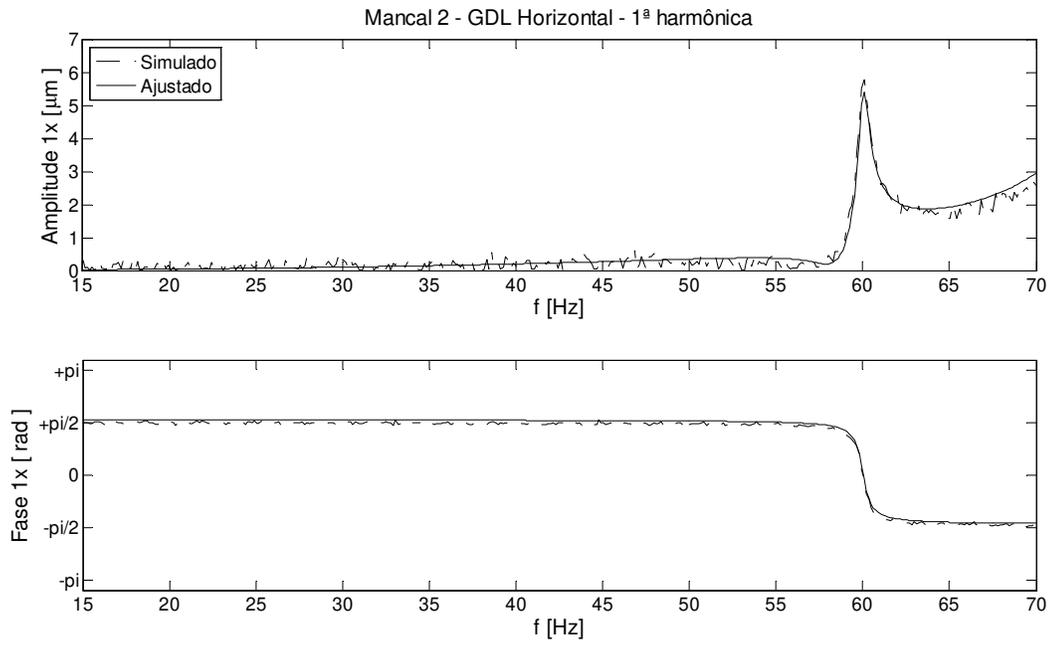


Figura 7 8 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal.

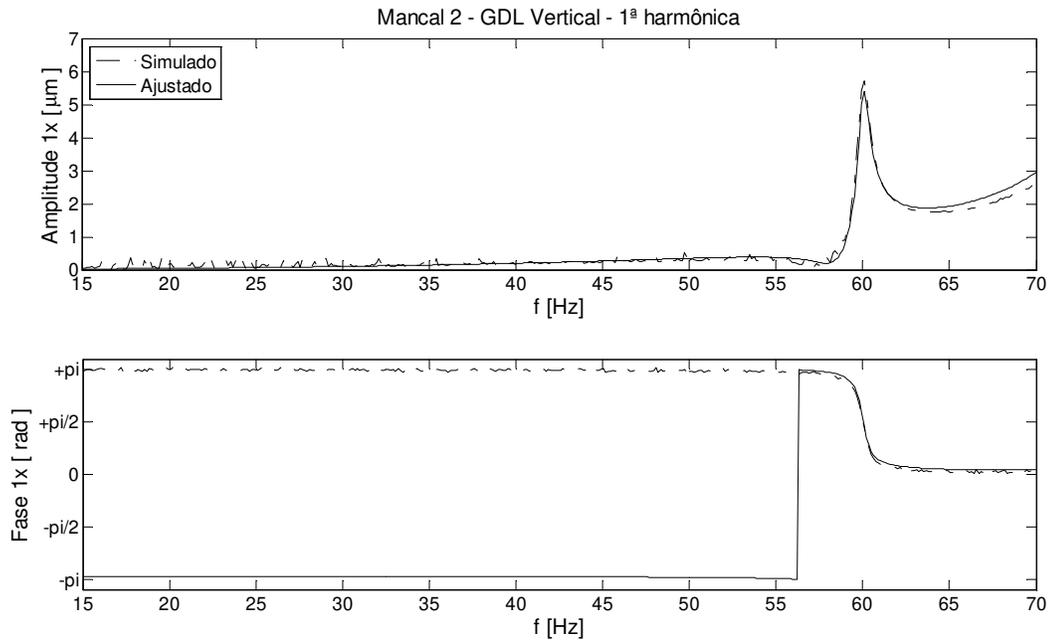


Figura 7.9 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Mancal #2, GDL Vertical.

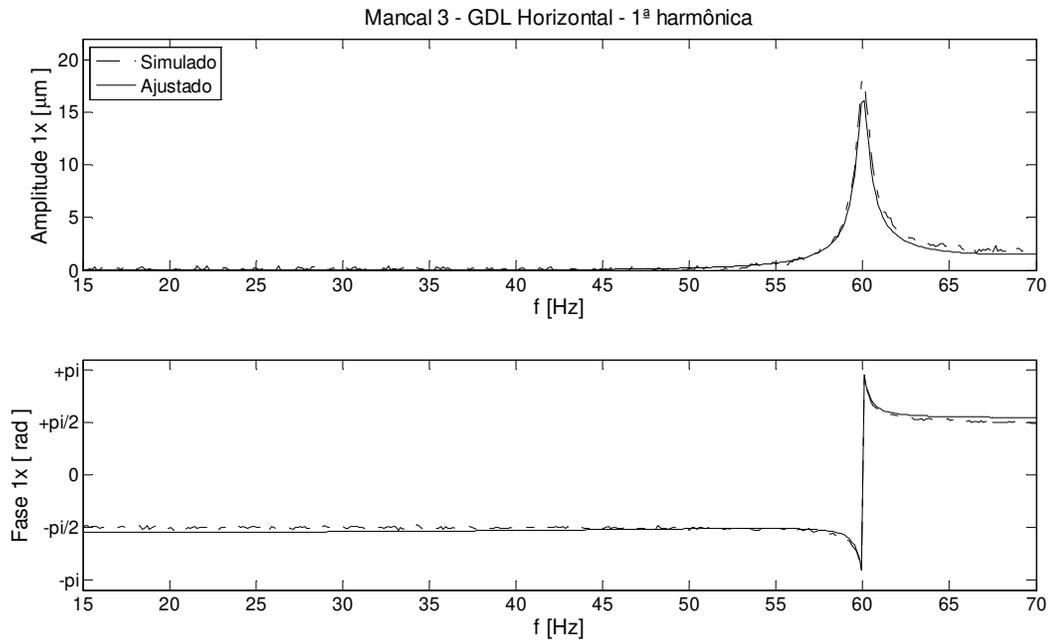


Figura 7.10 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Mancal #3, GDL Horizontal.

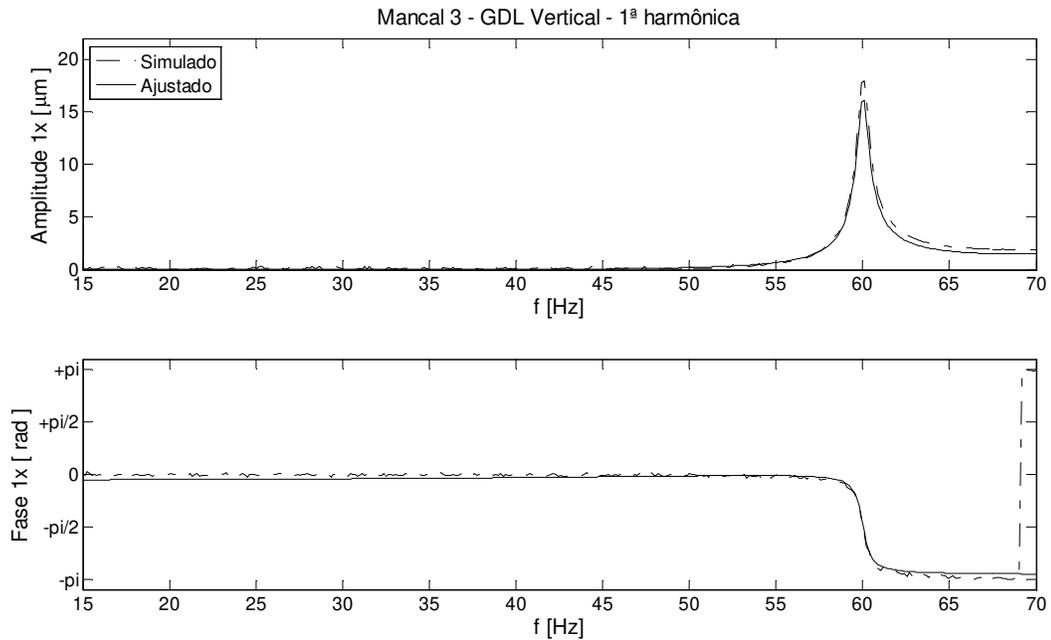


Figura 7.11 – Ajuste 3 – Solução G – Comparação entre resultados simulados e ajustados.

Mancal #3, GDL Vertical.

7.2.2 Ajuste 4 – Identificação de desbalanceamento e desalinhamento angular

Este procedimento de ajuste leva em conta os resultados obtidos na Simulação 4 (Capítulo 6). Ou seja, é considerado que cada eixo do Modelo 2 está desbalanceado e que há um desalinhamento angular no acoplamento entre os eixos. Esse desalinhamento gera forças que atuam na primeira e segunda harmônicas do sistema e, portanto, o procedimento de identificação utiliza as funções objetivo nas duas harmônicas. Os dados dos parâmetros de falha utilizados na simulação estão apresentados na Tabela 7.11.

A Tabela 7.12 apresenta os valores máximos e mínimos desses parâmetros (faixa de busca), o número de bits para utilização na Equação (5.1) e parâmetros dos algoritmos genéticos utilizados no ajuste. Em relação aos ajustes anteriores, o número de gerações (critério de parada) foi aumentado de $N_{GER}=100$ para 120. Com o aumento do número de parâmetros a serem

identificados e de funções objetivo a serem calculadas, são necessárias mais gerações para que o algoritmo de identificação de falhas atinja o seu objetivo.

Cada indivíduo do algoritmo genético possui agora 56 bits, ou seja, 8 bits alocados para cada um dos 7 parâmetros de falha considerados. Dessa forma, são 2^{54} os indivíduos possíveis. Apesar do elevado número de possíveis soluções, as respostas em frequência para a segunda harmônica dependem exclusivamente de um parâmetro (θ_{ANG}). Esse parâmetro, como analisado no Capítulo 6, tem uma menor influência na primeira harmônica.

Tabela 7.11 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 4.

	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento 1	$3,700 \cdot 10^{-5}$	0°	5
Desbalanceamento 2	$3,700 \cdot 10^{-5}$	0°	16
Desalinhamento Angular [graus]	$\theta_{ANG} = 0,2^\circ$		

Tabela 7. 12 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 4.

	Amplitude [kg.m]		Fase [graus]		Posição [nó]	
	V _{MÍNIMO}	V _{MÁXIMO}	V _{MÍNIMO}	V _{MÁXIMO}	V _{MÍNIMO}	V _{MÁXIMO}
Desbalanceamento 1	0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	3	7
Desbalanceamento 2	0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	14	18
Desalinhamento θ_{ANG}			V_{MÍNIMO} / V_{MÁXIMO} [graus]		$-0,6^\circ / 0,6^\circ$	
N_{GER}	N_{POP}	N_{POP_EXT}	P_C	P_M	P_{%M}	N_{BIT}
120	100	30	0,80	0,35	0,25	8 (para desalinhamento e amplitude, fase e posição de cada desbalanceamento) e 8 para o ângulo de desalinhamento

A Tabela 7.13 apresenta 3 indivíduos selecionados da última geração do procedimento de ajuste. É apresentado também um indivíduo da população externa da primeira geração, o qual é

dominado por todos os indivíduos da população externa da última geração, demonstrando a evolução do algoritmo de busca.

O processo de identificação retornou uma boa concordância com os resultados esperados, mesmo com o elevado número de parâmetros considerados variáveis. O método conseguiu identificar com boa precisão o ângulo de desalinhamento do sistema, considerando-se o erro adicionado ao sinal experimental. Entretanto, para o desbalanceamento do 2º eixo, os valores identificados de amplitude foram um pouco superiores ao esperado, para todos os indivíduos da população externa.

As Figura 7.12 a 7.19 representam as respostas em frequência para o Indivíduo J da Tabela 7.13, as quais apresentam uma concordância muito satisfatória com os resultados simulados.

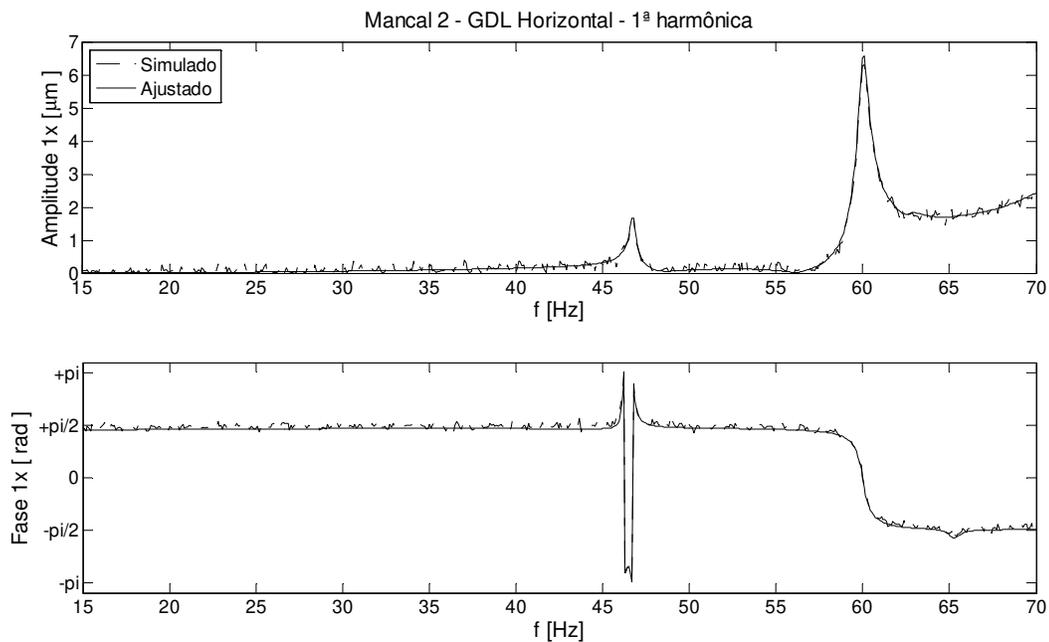


Figura 7.12 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal, primeira harmônica.

Tabela 7. 13 – Resultados do Ajuste 4 – Desbalanceamento e desalinhamento angular.

		Indivíduos da pop. externa da última geração			Indivíduo dominado
		Solução J	Solução K	Solução L	
Desb. 1	Amplitude [kg.m]	$3,7451 \cdot 10^{-5}$	$3,7302 \cdot 10^{-5}$	$3,7255 \cdot 10^{-5}$	$3,6667 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	$-4,9412^\circ$	$-2,8571^\circ$	$3,5294^\circ$	$-140,4706^\circ$
	Posição [nó]	5	5	5	5
Desb. 2	Amplitude [kg.m]	$4,3137 \cdot 10^{-5}$	$4,2063 \cdot 10^{-5}$	$5,1765 \cdot 10^{-5}$	$2,1765 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	$-2,1176^\circ$	$14,2857^\circ$	$-4,9412^\circ$	$-112,2353^\circ$
	Posição [nó]	16	16	17	17
Desalinhamento θ_{ANG} [°]		$0,2047^\circ$	$0,2190^\circ$	$0,1953^\circ$	$-0,4494^\circ$
	$F_{AMPLITUDE_1X_V_M2}$	$5,0585 \cdot 10^{-5}$	$4,3514 \cdot 10^{-5}$	$4,8837 \cdot 10^{-5}$	$1,2715 \cdot 10^{-4}$
	$F_{AMPLITUDE_1X_H_M2}$	$8,8633 \cdot 10^{-5}$	$8,5517 \cdot 10^{-5}$	$8,9571 \cdot 10^{-5}$	$1,3078 \cdot 10^{-4}$
	$F_{FASE_1X_V_M2}$	$2,0936 \cdot 10^{-2}$	$1,5937 \cdot 10^{-2}$	$1,5889 \cdot 10^{-2}$	$8,5698 \cdot 10^{-1}$
	$F_{FASE_1X_H_M2}$	$2,6144 \cdot 10^{-2}$	$1,7108 \cdot 10^{-2}$	$1,7221 \cdot 10^{-2}$	$7,7216 \cdot 10^{-1}$
	$F_{AMPLITUDE_1X_V_M3}$	$8,9450 \cdot 10^{-5}$	$7,8894 \cdot 10^{-5}$	$6,8881E-05$	$3,4989 \cdot 10^{-4}$
	$F_{AMPLITUDE_1X_H_M3}$	$1,1479 \cdot 10^{-4}$	$1,0619 \cdot 10^{-4}$	$9,4633E-05$	$2,9341 \cdot 10^{-4}$
	$F_{FASE_1X_V_M3}$	$3,8439 \cdot 10^{-2}$	$7,7169 \cdot 10^{-2}$	$3,8563 \cdot 10^{-2}$	$6,3580 \cdot 10^{-1}$
	$F_{FASE_1X_H_M3}$	$2,5388 \cdot 10^{-2}$	$4,8963 \cdot 10^{-2}$	$2,3453 \cdot 10^{-2}$	$6,5620 \cdot 10^{-1}$
	$F_{AMPLITUDE_2X_V_M2}$	$9,2897 \cdot 10^{-6}$	$1,2817 \cdot 10^{-5}$	$1,0168 \cdot 10^{-5}$	$1,1358 \cdot 10^{-4}$
	$F_{AMPLITUDE_2X_H_M2}$	$2,0070 \cdot 10^{-5}$	$2,45762 \cdot 10^{-5}$	$2,0332 \cdot 10^{-5}$	$1,5746 \cdot 10^{-4}$
	$F_{FASE_2X_V_M2}$	$1,5620 \cdot 10^{-2}$	$1,5620 \cdot 10^{-2}$	$1,5620 \cdot 10^{-2}$	$9,8438 \cdot 10^{-1}$
	$F_{FASE_2X_H_M2}$	$1,5891 \cdot 10^{-2}$	$1,5891 \cdot 10^{-2}$	$1,5891 \cdot 10^{-2}$	$9,8411 \cdot 10^{-1}$
	$F_{AMPLITUDE_2X_V_M3}$	$1,5960 \cdot 10^{-5}$	$2,3319 \cdot 10^{-5}$	$1,6519 \cdot 10^{-5}$	$1,6090 \cdot 10^{-4}$
	$F_{AMPLITUDE_2X_H_M3}$	$2,2672 \cdot 10^{-5}$	$3,0949 \cdot 10^{-5}$	$2,3124 \cdot 10^{-5}$	$2,5783 \cdot 10^{-4}$
	$F_{FASE_2X_V_M3}$	$1,5157 \cdot 10^{-2}$	$1,5157 \cdot 10^{-2}$	$1,5157 \cdot 10^{-2}$	$9,8484 \cdot 10^{-1}$
	$F_{FASE_2X_H_M3}$	$1,5049 \cdot 10^{-2}$	$1,5049 \cdot 10^{-2}$	$1,5049 \cdot 10^{-2}$	$9,8495 \cdot 10^{-1}$

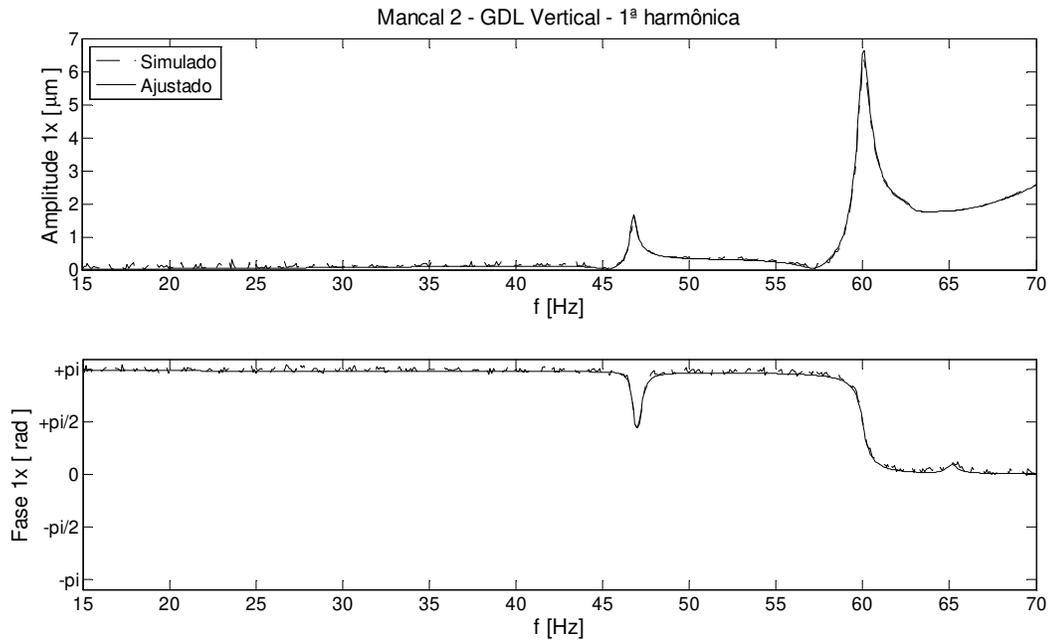


Figura 7.13 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical, primeira harmônica.

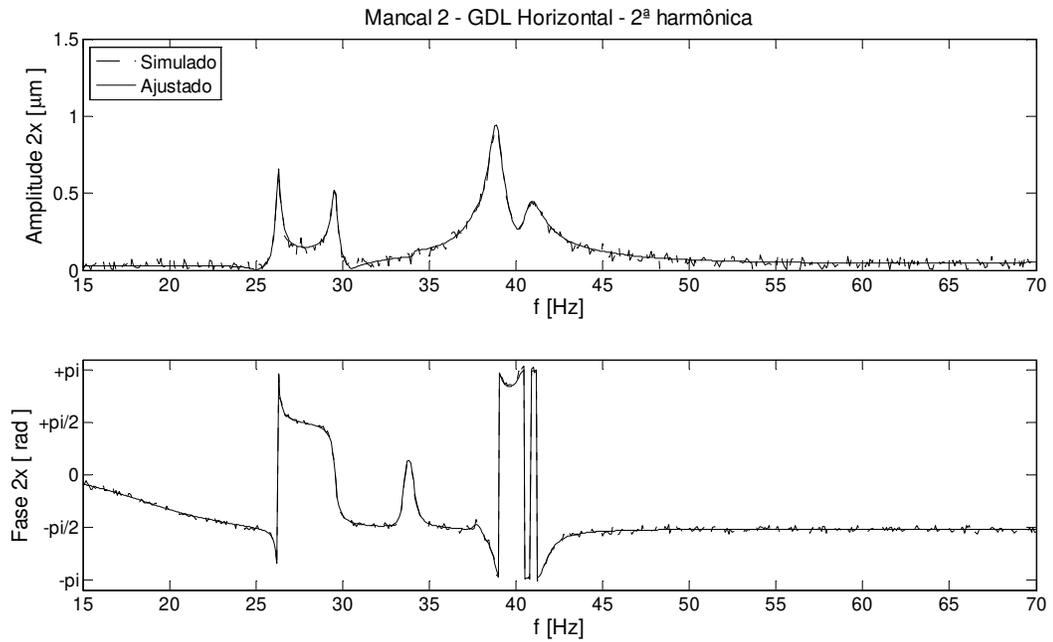


Figura 7.14 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Horizontal, segunda harmônica.

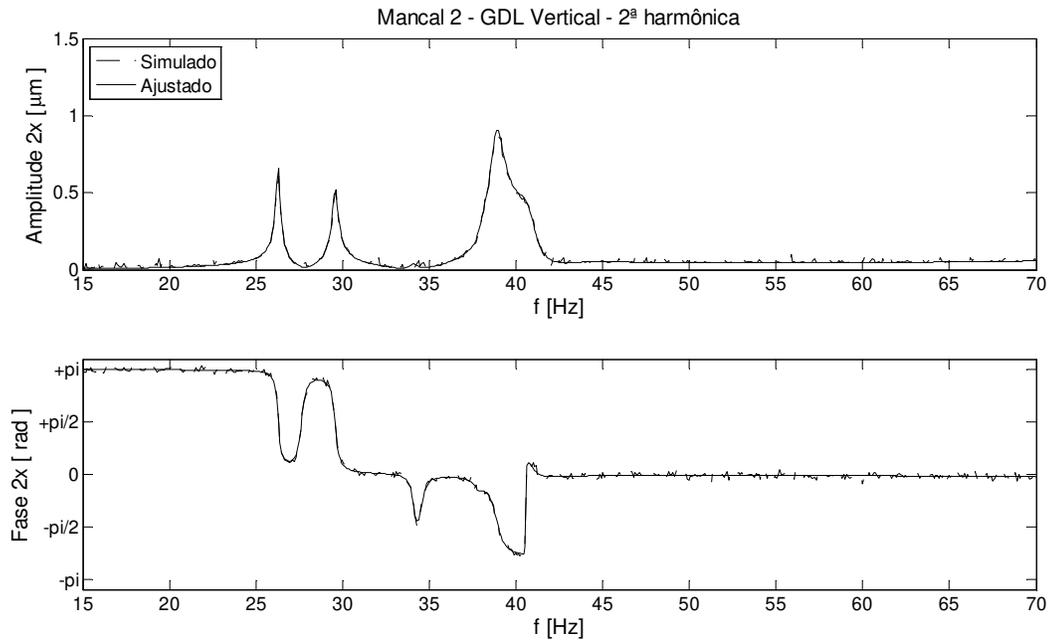


Figura 7.15 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #2, GDL Vertical, segunda harmônica.

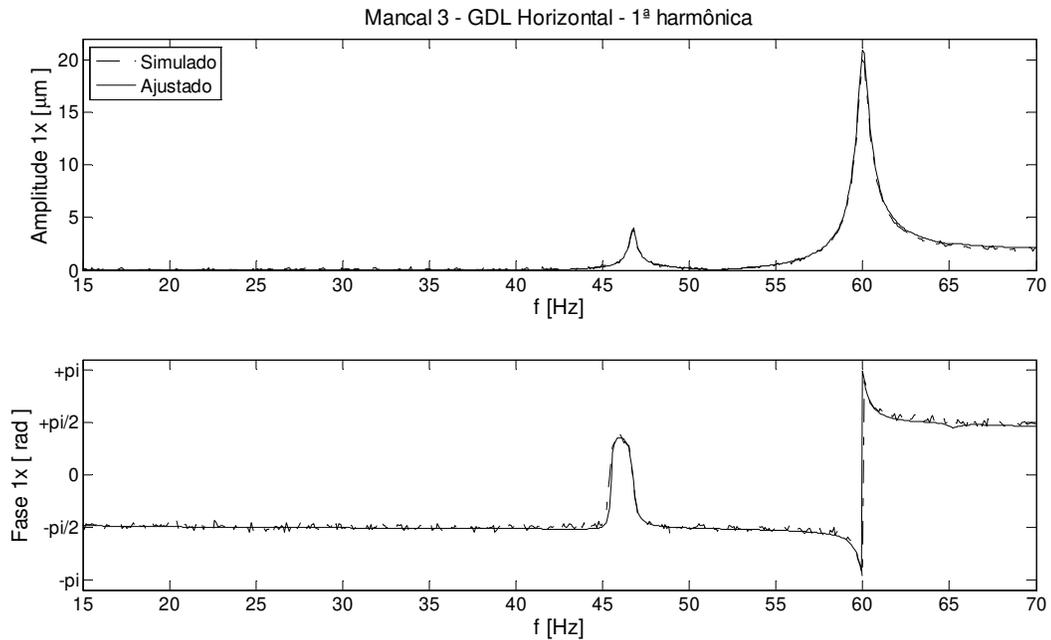


Figura 7.16 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, primeira harmônica.

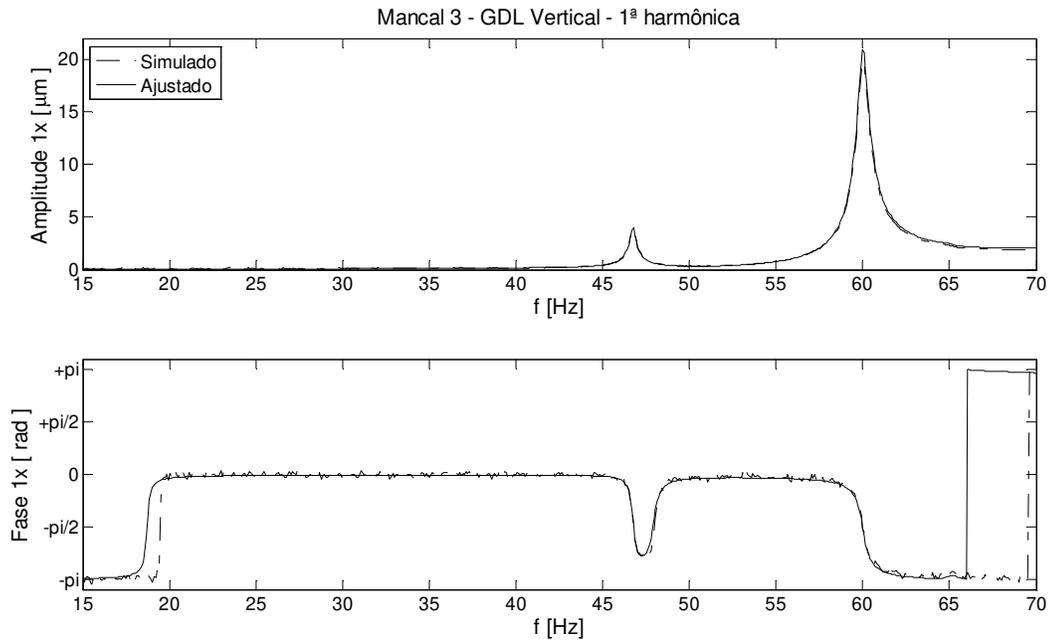


Figura 7.17 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Vertical, primeira harmônica.

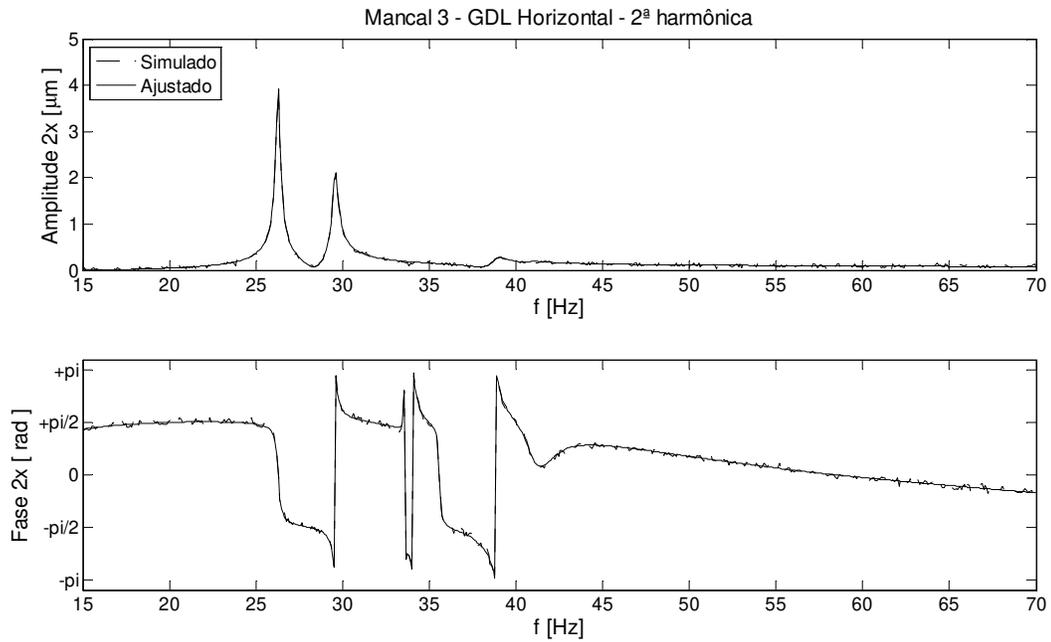


Figura 7.18 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, segunda harmônica.

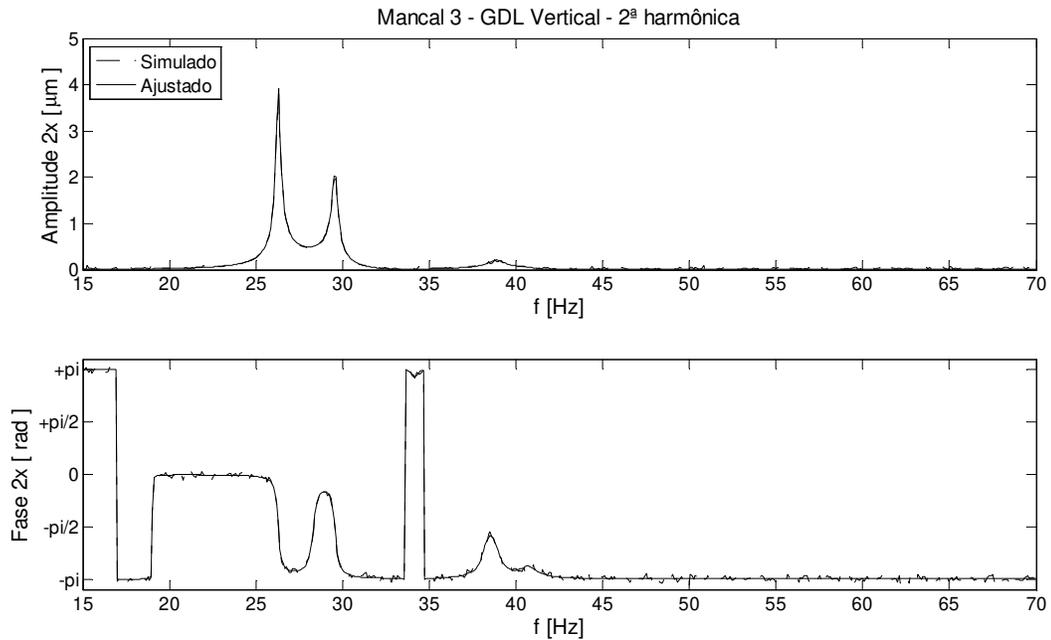


Figura 7.19 – Ajuste 4 – Solução J – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Manca #3, GDL Vertical, segunda harmônica.

7.2.3 Ajuste 5 – Identificação de desbalanceamento e desalinhamento paralelo

Este procedimento de ajuste leva em conta os resultados obtidos na Simulação 5 (Capítulo 6). Ou seja, é considerado que cada eixo do Modelo 2 está desbalanceado e que há um desalinhamento paralelo no acoplamento entre os eixos. Esse desalinhamento gera forças que atuam na primeira e segunda harmônicas do sistema e, portanto, o procedimento de identificação utiliza as funções objetivo nas duas harmônicas. Os dados dos parâmetros de falha utilizados na simulação estão apresentados na Tabela 7.14.

A Tabela 7.15 apresenta os valores máximos e mínimos desses parâmetros (faixa de busca), o número de bits para utilização na Equação (5.1) e parâmetros dos algoritmos genéticos utilizados no ajuste. Em relação aos algoritmos anteriores, o número de gerações (critério de parada) foi aumentado para $N_{GER}=400$. O tamanho da população, tamanho máximo da população

externa e a taxa de mutação também foram aumentados se comparados aos ajustes anteriores. Há a dificuldade no ajuste devido ao elevado número de parâmetros a serem identificados (3 de cada desbalanceamento e 4 do desalinhamento, totalizando 10 parâmetros), além de serem consideradas 16 funções objetivo. Dessa forma, foi necessário um número de gerações substancialmente maior para que o algoritmo de busca retornasse bons indivíduos.

Tabela 7. 14 – Valores dos parâmetros de falha utilizados no Ajuste 5.

	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Desbalanceamento 1	$3.700 \cdot 10^{-5}$	0°	5
Desbalanceamento 2	$3.700 \cdot 10^{-5}$	0°	16
Desalinhamento Paralelo [mm]	$\Delta Y1 = + 2.03 \quad \Delta Y2 = - 2.03 \quad \Delta Z1 = -2.03 \quad \Delta Z2 = + 2.03$		

Tabela 7. 15 – Dados dos parâmetros utilizados no Ajuste 3.

	Amplitude [kg.m]		Fase [graus]		Posição [nó]	
	V _{MÍNIMO}	V _{MÁXIMO}	V _{MÍNIMO}	V _{MÁXIMO}	V _{MÍNIMO}	V _{MÁXIMO}
Desbalanceamento 1	0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	3	7
Desbalanceamento 2	0	$1 \cdot 10^{-4}$	-180°	180°	14	18
Desalinhamento $\Delta Y1, \Delta Y2, \Delta Z1, \Delta Z2$			V_{MÍNIMO} / V_{MÁXIMO} [mm]		-10,00 / 10,00	
N_{GER}	N_{POP}	N_{POP_EXT}	P_C	P_M	P_{%M}	N_{BIT}
300 e 400	120	45	0,8	0,4	0,25	8 (para amplitude, fase e posição de cada desbalanceamento) e 4 para cada distância de desalinhamento paralelo

Cada indivíduo do algoritmo genético possui agora 64 bits. Dessa forma, são 2^{64} os indivíduos possíveis. Ao contrário do Ajuste 4, as respostas em frequência para a segunda harmônica dependem de mais de um parâmetro ($\Delta Y1, \Delta Y2, \Delta Z1, \Delta Z2$), o que insere maior dificuldade no processo de ajuste e justifica o aumento do número de gerações necessárias.

Na Tabela 7.16, as soluções M e N foram obtidas para $N_{ger} = 300$. Porém, como foi necessário obter os parâmetros mais próximos ao objetivo, foi realizado um novo ajuste com $N_{ger} = 400$. Um indivíduo da última geração resultante desse novo ajuste está representado pela solução O da Tabela 7.16. O indivíduo dominado pertence à população externa da 86ª geração.

Como pode ser observado, com 86 gerações o procedimento não havia ainda encontrado uma boa aproximação do resultado esperado. Com 300 gerações, foi obtida uma boa aproximação para a resposta em frequência simulada. Porém, bons resultados para os parâmetros de falhas esperados foram obtidos para a solução O com 400 gerações. Ou seja, resultados satisfatórios foram obtidos, ao custo de um elevado número de gerações, o que dificulta uma rápida análise de falhas.

As Figuras 7.20 a 7.26 apresentam a comparação das respostas em frequências entre os valores simulados com erro e os valores encontrados pelo algoritmo para a solução O, os quais apresentam uma boa concordância.

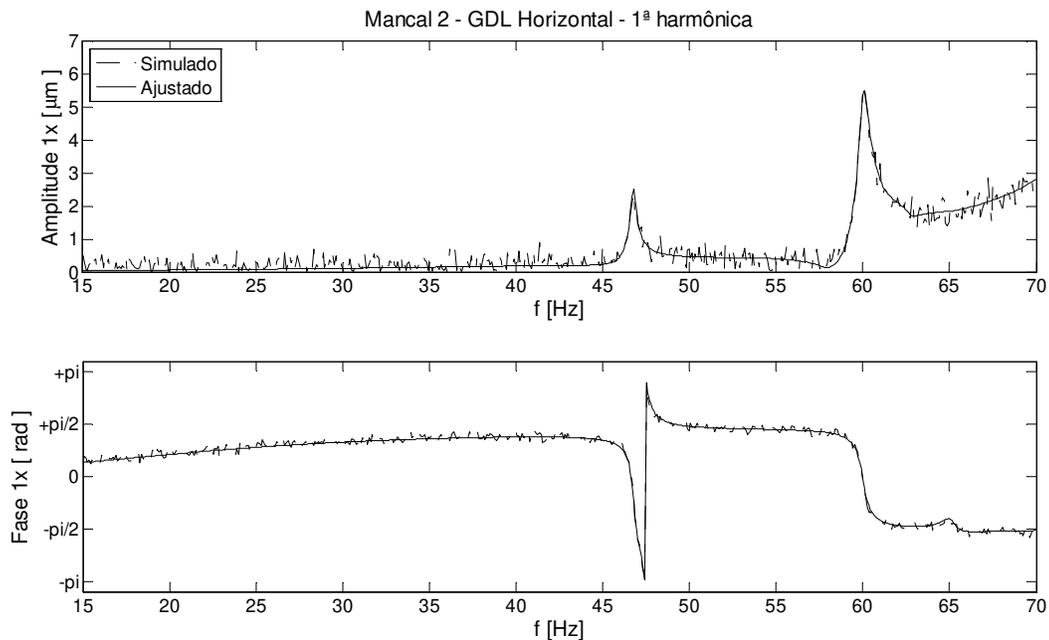


Figura 7.20 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.

Mancal #2, GDL Horizontal, primeira harmônica

Tabela 7. 16 – Resultados do Ajuste 5 – Desbalanceamento e desalinhamento paralelo.

		Indivíduos da pop. externa da última geração			Indivíduo dominado
		Solução M	Solução N	Solução O	
Desb. 1	Amplitude [kg.m]	$3,5137 \cdot 10^{-5}$	$3,7020 \cdot 10^{-5}$	$3,7619 \cdot 10^{-5}$	$7,0588 \cdot 10^{-6}$
	Fase [graus]	6,3529°	-4,9412°	-1,1459°	-161,6471°
	Posição [nó]	5	5	5	4
Desb. 2	Amplitude [kg.m]	$3,0510 \cdot 10^{-5}$	$3,1765 \cdot 10^{-5}$	$3,5714 \cdot 10^{-5}$	$9,6078 \cdot 10^{-5}$
	Fase [graus]	-37,4118°	-37,4118°	5,7296°	-28,9412°
	Posição [nó]	16	16	16	17
Desalin.	$\Delta Y1$ [mm]	1,9627	1,6608	1,9839	0,0392
	$\Delta Y2$ [mm]	-1,9471	-1,6608	-1,9839	-2,2353
	$\Delta Z1$ [mm]	-1,9784	-1,9980	-2,1774	-2,4709
	$\Delta Z2$ [mm]	1,9549	1,9706	2,1774	2,000
	F _{AMPLITUDE_1X_V_M2}	$1,2984 \cdot 10^{-4}$	$1,1706 \cdot 10^{-4}$	$1,1807 \cdot 10^{-4}$	$1,3202 \cdot 10^{-3}$
	F _{AMPLITUDE_1X_H_M2}	$1,8791 \cdot 10^{-4}$	$1,8233 \cdot 10^{-4}$	$1,8406 \cdot 10^{-4}$	$1,1248 \cdot 10^{-3}$
	F _{FASE_1X_V_M2}	$7,5723 \cdot 10^{-2}$	$1,1761 \cdot 10^{-1}$	$2,5559 \cdot 10^{-2}$	$5,8457 \cdot 10^{-1}$
	F _{FASE_1X_H_M2}	$2,5129 \cdot 10^{-2}$	$5,7642 \cdot 10^{-2}$	$2,1078 \cdot 10^{-2}$	$3,6724 \cdot 10^{-1}$
	F _{AMPLITUDE_1X_V_M3}	$2,7968 \cdot 10^{-4}$	$1,8401 \cdot 10^{-4}$	$8,1694 \cdot 10^{-5}$	$2,6344 \cdot 10^{-3}$
	F _{AMPLITUDE_1X_H_M3}	$2,8614 \cdot 10^{-4}$	$2,0643 \cdot 10^{-4}$	$7,4780 \cdot 10^{-5}$	$2,7101 \cdot 10^{-3}$
	F _{FASE_1X_V_M3}	$7,8321 \cdot 10^{-2}$	$9,3339 \cdot 10^{-2}$	$1,0221 \cdot 10^{-1}$	$2,9313 \cdot 10^{-1}$
	F _{FASE_1X_H_M3}	$8,2560 \cdot 10^{-2}$	$9,4528 \cdot 10^{-2}$	$1,0487 \cdot 10^{-1}$	$3,1294 \cdot 10^{-1}$
	F _{AMPLITUDE_2X_V_M2}	$3,2361 \cdot 10^{-5}$	$2,9451 \cdot 10^{-5}$	$3,0700 \cdot 10^{-5}$	$1,6743 \cdot 10^{-3}$
	F _{AMPLITUDE_2X_H_M2}	$3,2603 \cdot 10^{-5}$	$3,2040 \cdot 10^{-5}$	$3,1821 \cdot 10^{-5}$	$1,3848 \cdot 10^{-3}$
	F _{FASE_2X_V_M2}	$3,5259 \cdot 10^{-2}$	$2,0188 \cdot 10^{-2}$	$2,2902 \cdot 10^{-2}$	$1,6252 \cdot 10^{-1}$
	F _{FASE_2X_H_M2}	$3,6415 \cdot 10^{-2}$	$2,0287 \cdot 10^{-2}$	$2,2643 \cdot 10^{-2}$	$1,3049 \cdot 10^{-1}$
	F _{AMPLITUDE_2X_V_M3}	$4,0162 \cdot 10^{-5}$	$3,7684 \cdot 10^{-5}$	$1,5264 \cdot 10^{-5}$	$2,9063 \cdot 10^{-3}$
	F _{AMPLITUDE_2X_H_M3}	$4,2291 \cdot 10^{-5}$	$3,8961 \cdot 10^{-5}$	$7,8728 \cdot 10^{-6}$	$1,8769 \cdot 10^{-3}$
	F _{FASE_2X_V_M3}	$2,9068 \cdot 10^{-2}$	$2,0696 \cdot 10^{-2}$	$6,8625 \cdot 10^{-3}$	$9,5213 \cdot 10^{-2}$
	F _{FASE_2X_H_M3}	$2,5487 \cdot 10^{-2}$	$1,9636 \cdot 10^{-2}$	$5,4360 \cdot 10^{-3}$	$6,2531 \cdot 10^{-2}$

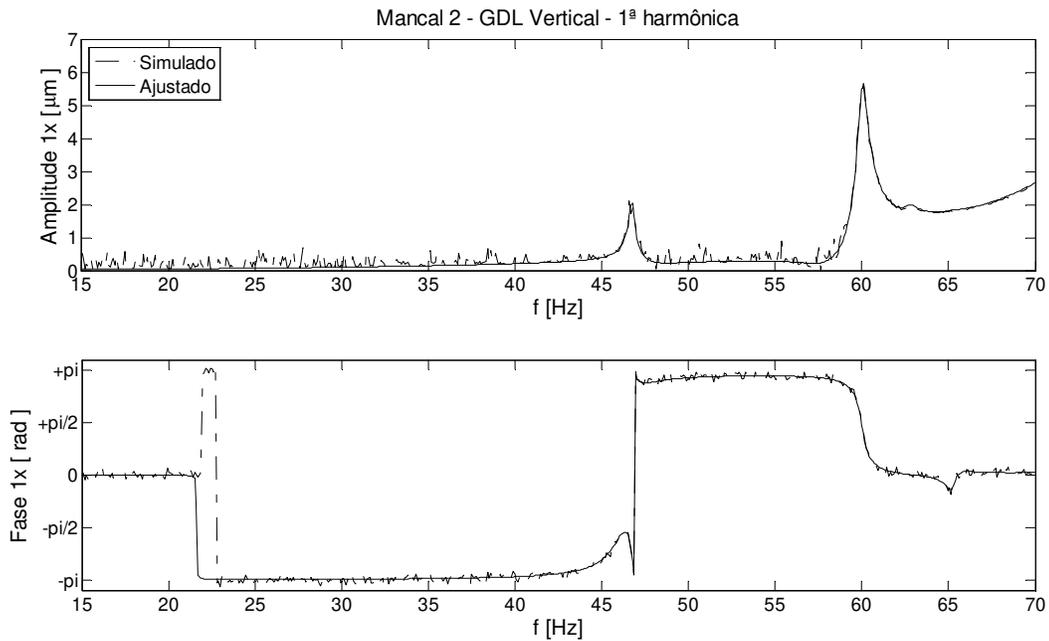


Figura 7.21 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Mancal #2, GDL Vertical, primeira harmônica.

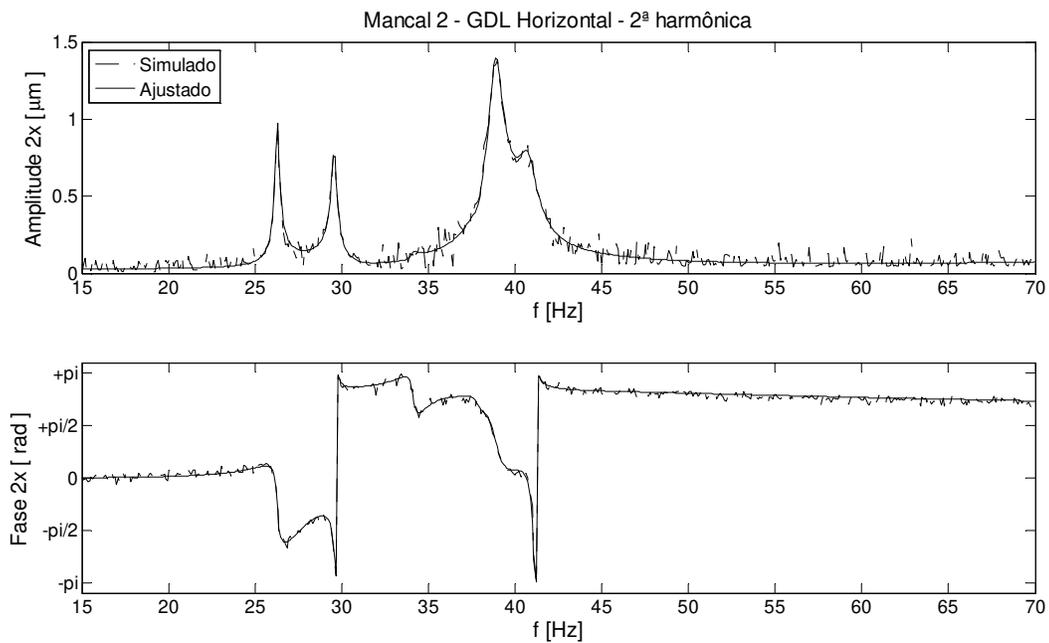


Figura 7.22 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Mancal #2, GDL Horizontal, segunda harmônica.

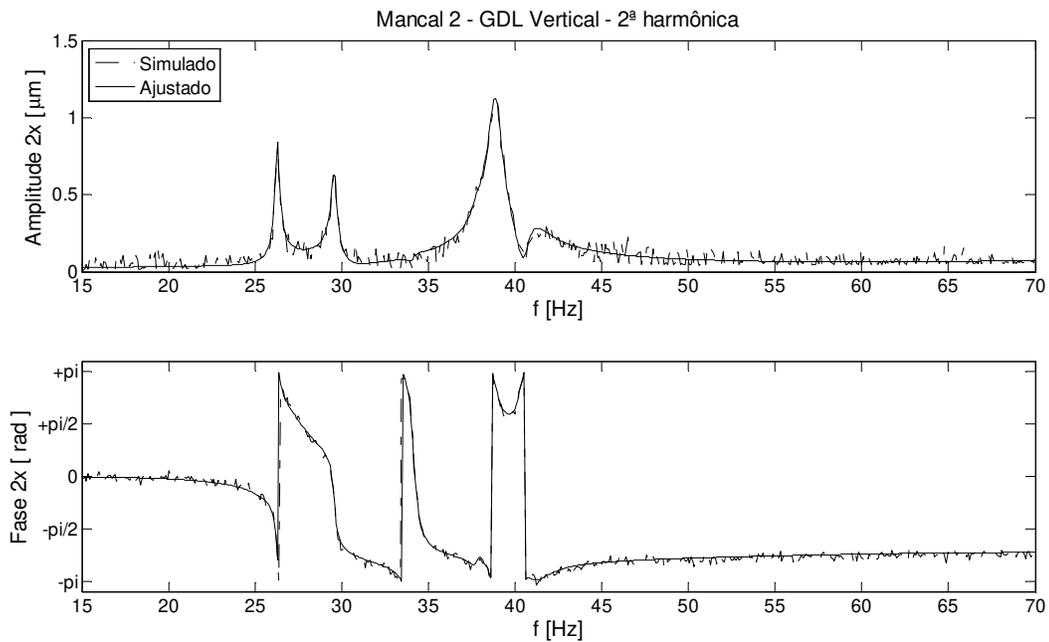


Figura 7.23 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Mancal #2, GDL Vertical, segunda harmônica.

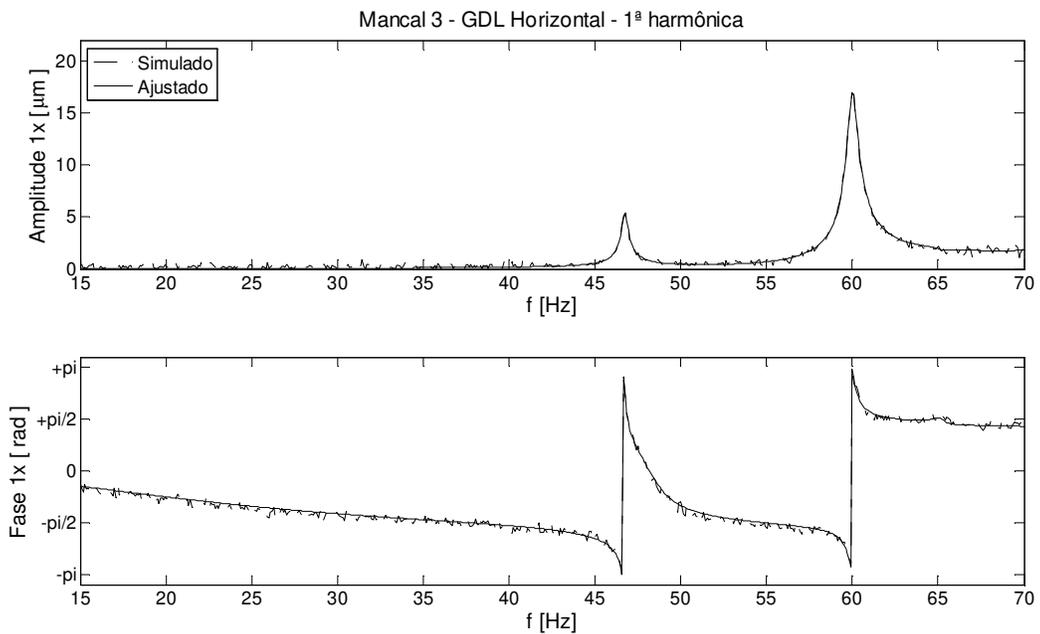


Figura 7.24 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Mancal #3, GDL Horizontal, primeira harmônica.

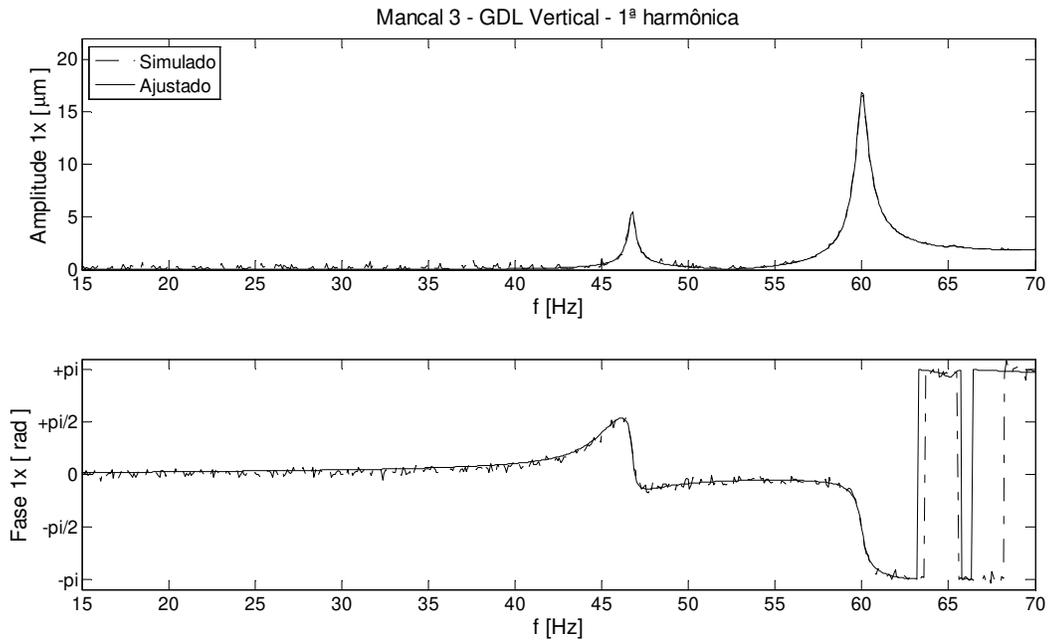


Figura 7.25 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
Mancal #3, GDL Vertical, primeira harmônica.

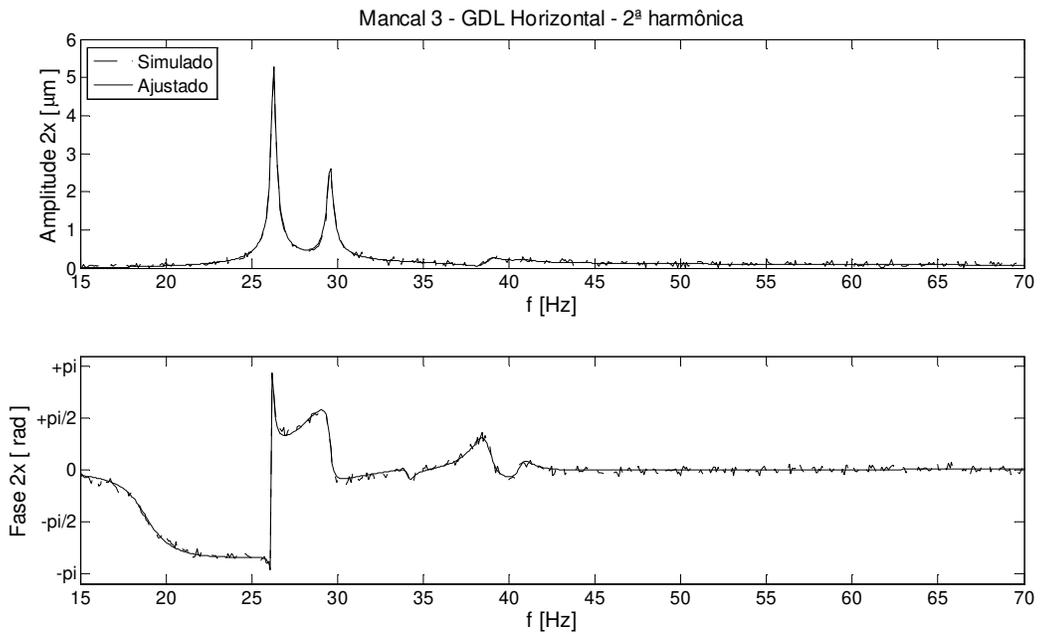


Figura 7.26– Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados. Mancal #3, GDL Horizontal, segunda harmônica.

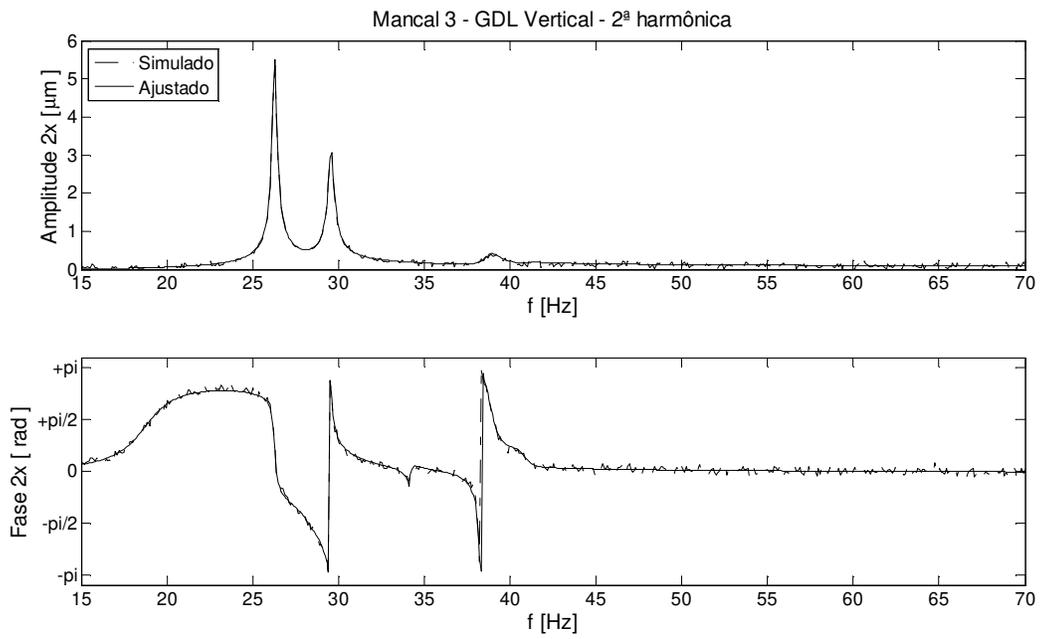


Figura 7.27 – Ajuste 5 – Solução O – Comparação entre resultados simulados e ajustados.
 Manca #3, GDL Vertical, segunda harmônica.

8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 Conclusões

O presente trabalho apresenta uma contribuição na área de modelagem de sistemas rotativos e de possíveis falhas nesses sistemas, assim como na identificação (quantificação) dos parâmetros de algumas de suas falhas mais comuns (desbalanceamento, empenamento e desalinhamento).

Foi realizada uma ampla revisão da literatura com ênfase nas áreas de modelagem de sistemas mecânicos, análise de falhas em máquinas rotativas (com foco em desbalanceamento, empenamento e desalinhamento), métodos de ajuste de modelos e algoritmos genéticos multiobjetivo. Esse item visou explicar o desenvolvimento da pesquisa na área que o presente trabalho se inclui, buscando mostrar os avanços e as necessidades de desenvolvimento. Essa revisão da literatura foi complementada por capítulos específicos sobre a modelagem de sistemas rotativos, modelagem de falhas e algoritmos genéticos multiobjetivo para apresentar e discutir a metodologia utilizada.

Dois sistemas rotativos foram representados pelo Método de Elementos Finitos, através de cada um de seus elementos (mancais, eixos, discos rígidos, acoplamento), porém a metodologia adotada é extensível a outros modelos de máquinas rotativas. Foram analisadas as respostas em frequência (amplitude e fase) nas primeira e segunda harmônicas dos dois sistemas a diferentes excitações (desbalanceamento, empenamento e desalinhamento) e a influência dos parâmetros de cada excitação foi estudada. Entretanto, em máquinas reais, a presença de múltiplas falhas num sistema rotativo pode ocorrer e, assim, os sistemas também foram analisados para múltiplas falhas. As comparações com o comportamento em frequência de modelos suficientemente similares obtidos da literatura obtiveram resultados satisfatórios aos da literatura especializada (MEAGHER ET AL. (2008), SEKHAR E PRABHU, (1995)).

Com o objetivo de identificar quantitativamente as falhas desses sistemas e conhecendo-se os parâmetros das falhas utilizados nas simulações, foi adicionado às respostas em frequência um sinal de ruído para representação de um possível sinal experimental. Esse sinal foi utilizado como entrada do algoritmo de identificação de falhas, através de algoritmo genético multiobjetivo (baseado no Strength Pareto Evolutionary Algorithm (**SPEA**) de Zitzler e Thiele, 1998). As funções objetivo consideravam o erro entre as respostas do sinal “experimental” e os sinais simulados para o conjunto de parâmetros de falhas obtidos no algoritmo genético. Cinco casos de ajuste foram realizados e os resultados, tanto na identificação dos parâmetros adotados quanto à aproximação das respostas experimentais, obtiveram boa precisão.

O processo de identificação obteve bons resultados mesmo para os casos em que diversos parâmetros de falhas foram identificados e diversas funções objetivo analisadas. O algoritmo genético multiobjetivo foi capaz de retornar diversas soluções não dominadas para o problema (como desejado em otimização multiobjetivo), entretanto, devido ao elevado número de funções objetivo analisadas, apenas 3 indivíduos da população externa de cada procedimento de identificação foram apresentados em forma de tabela.

A boa concordância entre as respostas ajustadas e as respostas simuladas com erro demonstra que a abordagem desenvolvida neste trabalho pode ser útil para diagnosticar os parâmetros das falhas de desbalanceamento, empenamento e desalinhamento, especialmente porque se utilizam apenas dos dados da vibração nos mancais. Estes elementos são locais geralmente mais disponíveis para medições em máquinas rotativas reais do que outros pontos como os discos rígidos. Assim, conclui-se que uma abordagem bastante promissora foi elaborada para a identificação de falhas, através da utilização das respostas apenas dos mancais, o que torna o método particularmente interessante para aplicações práticas em máquinas rotativas.

A metodologia desenvolvida nesta dissertação de mestrado visou contribuir com o avanço dos conhecimentos do Laboratório de Máquinas Rotativas (LAMAR) do Departamento de Projeto Mecânico (DPM) da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas (FEM/UNICAMP), em especial, com o programa *ROTORTEST*[®], pacote computacional dedicado à modelagem e análise dinâmica de máquinas rotativas. Assim, será

possível, no futuro, aplicar o trabalho desenvolvido nesta dissertação a dados experimentais obtidos na bancada experimental de rotor horizontal do LAMAR, objetivando identificar as possíveis falhas neste sistema e validar experimentalmente o método.

8.2 Sugestões para trabalhos futuros

A seguir serão listados alguns desdobramentos de pesquisa decorrentes do desenvolvimento deste trabalho:

- Aplicação da metodologia desenvolvida à identificação de falhas em máquinas rotativas com resultados experimentais. É importante levar em consideração a dificuldade de obtenção de dados experimentais em velocidades próximas à velocidade crítica.
- Introdução da análise das vibrações axiais e torcionais que podem auxiliar na identificação de algumas falhas.
- Consideração de outras falhas em sistemas rotativos, como trincas em eixos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-HUSSAIN K. M; REDMOND, I; Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 249, n. 3, p. 483–498, 2002.
- AL-HUSSAIN, K. M. Dynamic stability of two rigid rotors connected by a flexible coupling with angular misalignment. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 266, n. 2, p. 217–234, 2003.
- ARCHER, J. S. Consistent mass matrix formulation for structural analysis using finite element techniques, **AIAA Journal**, v. 3, p. 1910–1918, 1965.
- ARMUGAM, P.; SWARNAMANI, S.; PRABHU, B. S.. Effects of Coupling Misalignment on the Vibration Characteristics of a Two Stage Turbine Rotor. **ASME Design Engineering Technical Conferences**, v. 84 (2), p. 1049-1054, 1995
- ASHBY, W.R.: **Design for a Brain**. 2nd ed. New York: Wiley. 1960.
- ASSIS, E. G., STEFFEN JR., V. Inverse Problems in Rotor Dynamics using Optimization Techniques. In: 6TH IFTOMM - CONFERENCE ON ROTOR DYNAMICS. p. 1-7, 2002, Australia.
- ATTIA HILI, M., FAKHFAKH, T., HAMMAMI, L., HADDAR, M., Shaft misalignment effect on bearings dynamical behaviour, In: INTERNATIONAL JOURNAL OF ADVANCED MANUFACTURING TECHNOLOGIES, 26 (5), 2005.
- BACHSCHMID, N., PENNACCHI, P., Model-based malfunction identification from bearing measurements, In: PROCEEDINGS OF THE IMECHE 7TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, UK, 2000, p. 571–580.
- BACHSCHMID, N., PENNACCHI, P., VANIA, A. Identification of multiple faults in rotor systems, **Journal of Sound and Vibration**, v. 254 (2), p.327–366, 2002.

- BACHSCHMID, N. AND PENNACCHI, P., Accuracy of Fault Detection in Real Rotating Machinery using Model based Diagnostic Techniques, **JSME International Journal** (Series C), 46(3), 1026-1034, 2003.
- BACHSCHMID, N., PENNACCHI, P. VANIA, A. Diagnostic Significance of Orbit Shape Analysis and its Application to Improve Machine Faults Detection. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**. v. 24, n. 2, p. 200-208, 2004.
- BANNISTER, R.H. Methods for modeling flanged and curvic couplings for dynamic analysis of complex rotor constructions, **ASME Journal of Mechanical Design**, v. 102, n. 1, p. 130–139, 1980.
- BATHE, K. J., WILSON, E. J. **Numerical Methods in Finite Element Analysis**. New Jersey : Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1976, 528 p.
- BENTLY, D. E., GOLDMAN, P., YU, J. J., The Advantages of Dynamic Stiffness Parameters over Classical Bearing Coefficients. **Orbit**. v. 3, p. 23-208, 2001.
- BOUAZIZ, S., HILI., M.A., MATAAR, M., FAKHFAKH, T., Dynamic behaviour of hydrodynamic journal bearings in presence of rotor spatial angular misalignment, **Journal of Mechanism and Machine Theory**, v. 44, 1548-1559, 2009.
- CAMARGO, L.W.F., **Ajuste de um modelo não-linear de sistema rotativo com algoritmo genético multiobjetivo**. 2008. Iniciação Científica. Universidade Estadual de Campinas, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo.
- CAMARGO, L.W.F.. **Ajuste de um modelo não linear de um sistema rotativo**. 2007. Trabalho de Conclusão de Curso (v. 1). (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- CAMARGO, L.W.F.. **Algoritmo genético multiobjetivo aplicado à otimização da disponibilidade de sistemas redundantes**. 2008. Trabalho de Conclusão de Curso (v. 2). (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- CAMARGO, L.W.F. ; CASTRO, H. F. ; CAVALCA, K.L. . T1098-Ajuste de um modelo não linear de sistema rotativo com algoritmo genético multiobjetivo. In: XVI CONGRESSO INTERNO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA, 2008, Campinas. 2008. v. 1. p. 1-1.

- CAMARGO, L.W.F. ; CASTRO, H. F. ; CAVALCA, K.L. . Unbalance identification in rotating machinery applying a multi-objective metaheuristic method. IN: 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING - COBEM 2009, 2009, Gramado, 2009. v. 1. p. 1-10.
- CAPONE, G., Orbital motions of rigid symmetric rotor supported on journal bearings. **La Meccanica Italiana**, n. 199, p. 37-46, 1986.
- CAPONE, G., Descrizione analitica del campo di forze fluidodinamico nei cuscinetti cilindrici lubrificati., **L.Energia Elettrica**, n. 3, p. 105-110, 1991.
- CASTRO, H. F., IDEHARA, S. J., CAVALCA, K. L., DIAS JR., M. Updating Method Based on Genetic Algorithm applied to non-linear journal bearing Model. In: IMECHE 2004 – 8TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, Swansea, 2004, p. 1-10.
- CASTRO, H. F., TAPIA T., A., CAVALCA, K. L. Comparação de Métodos de Ajuste dos Parâmetros Físicos de Rotores em Sistemas Mecânicos. In: III CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA. 2004, p. 1 – 10.
- CASTRO, H. F., **Análise de Mancal Hidrodinâmico sob Instabilidade Fluido-Induzida. Campinas.** 2007, 189 p. Dissertação (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- CASTRO, H. F., CAVALCA, K. L., MORI, B. D. Journal Bearing Orbits Fitting Method with Hybrid Meta-heuristic Method. **Proceedings of the COBEM 2005**, Ouro Preto, p. 1 – 10, 2005.
- CASTRO, H. F., CAVALCA, K. L., Hybrid meta-heuristic method applied to parameter estimation of a non-linear rotor-bearing system. **7th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics**. Vienna, Austria, p. 1 – 10, 2006.
- CASTRO, H. F. ; CAVALCA, K.L. . Analysis of Fluid-induced instability using dynamic stiffness and nonlinear journal bearing model. In: 9TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATION IN ROTATING MACHINERY, 2008, Exeter. IMechE2008. London : v. 1. p. 359-370, 2008.

- CASTRO, H. F., IDEHARA, S. J., CAVALCA, K. L., DIAS JR., M. Updating Method Based on Genetic Algorithm applied to non-linear journal bearing Model. **ImechE 2004 – 8th International Conference on Vibrations in Rotating machinery**, Swansea, p. 1-10, 2004.
- CASTRO, H. F., CAVALCA, K. L. Updating Method Based on Multi-objective Genetic Algorithm Method applied to non-linear journal bearing Model. **XI DINAME - Proceedings of International Symposium on Dynamics Problems of Mechanics**, Brasil, p. 1 – 10, 2005.
- CASTRO, H. F., CAVALCA, K. L., MORI, B. D. Journal Bearing Orbits Fitting Method with Hybrid Meta-heuristic Method. **Proceedings of the COBEM 2005**, Brasil, 2005, p. 1 – 10.
- CASTRO, H. F., CAVALCA, K. L., Hybrid meta-heuristic method applied to parameter estimation of a non-linear rotor-bearing system. In: 7TH IFTOMM - CONFERENCE ON ROTOR DYNAMICS. Austria, 2006, p. 1 - 10.
- CASTRO, H. F. ; CAVALCA, K.L. ; CAMARGO, L.W.F. . Multi-Objective Genetic Algorithm Application in Unbalance Identification for Rotating Machinery. In: 9TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATION IN ROTATING MACHINERY, UK. v. 2., 2008, p. 885-897.
- CASTRO, H. F. ; CAMARGO, L.W.F. ; CAVALCA, K.L. . Multi-objective genetic algorithm applied to availability optimization of redundant system. IN: XXIX CILAMCE IBERIAN LATIN AMERICAN CONGRESS ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING, Maceió, 2008. v. 1. p. 1-20.
- CASTRO, H. F.; CAVALCA, K.L. ; MORI, B. D. . Journal bearings orbits fitting with hybrid meta-heuristic method. IN: 18TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, Ouro preto., 2005. v. 1. p. 1-10.
- CASTRO, H. F., TAPIA T., A., CAVALCA, K. L. Comparação de Métodos de Ajuste dos Parâmetros Físicos de Rotores em Sistemas Mecânicos. In: III CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA – ANAIS DO CONGRESSO. 2004, p. 1 – 10.
- CAVALCA, K. L., IDEHARA, S. J., DEDINI, F. G., PEDERIVA, R. Experimental non-linear Model updating Applied in Cylindrical Journal Bearings. In: ASME 2001 DESIGN ENGINEERING TECHNICAL CONFERENCE. Pittsburg, 2001, p. 1-9.

- CAVALCA K. L., LIMA E. N., Análise Não-linear de mancais hidrodinâmicos montados em um rotor vertical, **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering.**, v.20, n. 2, p.244-262, 1998.
- CHÁVEZ , R.D.G. **Dinâmica de um rotor horizontal em apoios elásticos.** Dissertação (mestrado) – Dpto de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2003
- CHILDS, D. W., EHRICH, F. F, PROHL, M. A., Vibration considerations in the design of rotating machinery. In: EHRICH, F. F., **Handbook of rotordynamics.** United States of America: McGraw-Hill, Inc., 1992. Cap1., p.2.1-2.84.
- CHILDS, D., 1993, **Turbomachinery Rotordynamics . Phenomena, Modeling and Analysis.**, John Wiley & Sons, New York, p.476.
- CHIPPERFIELD, A. J., FLEMING P. J. Multiobjective Gas Turbine Engine Controller Design Using Genetic Algorithms. **IEEE Trans. Ind. Electronics**, 1996.
- CHOI, S.; ALONSO, J.J., Multi-fidelity Design Optimization of Low-boom Supersonic Business Jet, **10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference**, New York, 2004.
- COELLO, C. A. A Short Tutorial on Evolutionary Multiobjective Optimization, In: **FIRST INTERNATIONAL CONFERENCE ON EVOLUTIONARY MULTI-CRITERION OPTIMIZATION**, Springer-Verlag. Lecture Notes in Computer Science n. 1993, 2001, p. 21–40..
- COELLO, C. A., VAN VELDHUIZEN, D. A. E LAMONT, G. B. **Evolutionary Algorithms for Solving Multi-Objective Problems**, New York: Kluwer Academic Publishers, 2002.
- COELLO, C. A. **Twenty years of Evolutionary Multi-Objective Optimization: a Historical View of the Field.** Evolutionary Computation Group. Instituto Politécnico Nacional. México. 2005.
- DARPE A.K., GUPTA K., CHAWLA A., Dynamics of Bowed Rotor with a Transverse. Surface Crack, **Journal of Sound and Vibration**, N. 296, pp 888-897, 2006.

- DEB, K, A. PRATAP, S. AGARWAL, T. MEYARIVAN. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: Nsga-II. **IEEE Transactions on Evolutionary Computation**, v.6, pp. 182-197, 2002.
- DEB, K., AGRAWAL, S., PRATAB, A. E MEYARIVAN, T.. A Fast Elitist Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm for Multi-Objective Optimization: NSGA-II, **KanGAL report 200001**, Indian Institute of Technology, Kanpur, India. 2000.
- DEB, K. **Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms.**, Chichester: John Wiley and Sons, 2001, 515p.
- DEWELL, D. L.; MITCHELL, L. D., Detection of a Misaligned Disc Coupling using Spectrum Analysis, **Transactions of ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**, v. 106, pp. 9-15, 1984.
- DOS SANTOS, J.M.C., FERRAZ, F.G., Block-Krylov Component Synthesis and Minimum Rank Perturbation Theory for Damage Detection in Complex Structures. In: PROCEEDINGS OF THE IX DINAME, Brazil, pp.329-334, 2001.
- DUARTE, G. B. ; CAVALCA, K.L. ; CASTRO, H. F. ; TADEO, A. T. . Experimental balancing technique by trial masses. **SAE Technical Papers**, USA, v. 1, n. 1, p. 1-9, 2005.
- DUNN, A. A. The use of Genetic Algorithms and Stochastic Hill-Climbing in Dynamic Finite Element Model Identification . **Computes & Structures**, Vol. 66, n. 4, 1998, p. 489-497.
- EDUARDO, A. C. **Diagnóstico de Defeitos em Sistemas Mecânicos Rotativos Através da Análise de Correlações e Redes Neurais Artificiais**. 2003. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- EDUARDO, A.C. ; PEDERIVA, R. . Fault Diagnosis in Stationary Rotor Systems Through Correlation Analysis and Artificial Neural Network. In: 17TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 2003, São Paulo. p. 1-9.
- EDWARDS, S., LEES, A. W., FRISWELL, M. I. Faults Diagnosis of Rotating Machinery Monitoring Systems. **Shock and Vibration Digest**, v. 30, p. 4-13, 1988.

EDWARDS, S., AW LEES & MI FRISWELL, Experimental Identification of Excitation and Support Parameters of a Flexible Rotor-Bearings-Foundation System from a Single Run-Down. **Journal of Sound and Vibration**, 232(5), May 2000, 963-992.

EDWARDS, S., LEES A.W., FRISWELL M.I., Estimating Rotor Unbalance From a Single Run-Down. **IMEchE Conference on Vibrations in Rotating Machinery**, Nottingham, 2000, 323-333.

EDWARDS, S., AW LEES & MI FRISWELL, Novel Cost-Effective Balancing of Rotating Machines. **Noise and Vibration Worldwide**, 32(6), 2001, 16-21.

EHRICH, F.F., **Handbook of Rotordynamics**, New York: McGraw Hill, 1992.

ESCOBAR, R. L. **Otimização de Parâmetros de Projeto de Sistemas Mecânicos através de Algoritmo Genético Multiobjetivos**. 2007. 150p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

FLEMING, P.F., PURSHOUSE, R.C. Genetic Algorithms in Control Systems Engineering. In: TECHNICAL REPORT N. 789. Depart. of Automatic Control and Systems Engineering, University of Sheffield, UK, May, 2001.

FOGEL, L.J., OWENS, A. J., WALSH, M. J. **Artificial Intelligence through simulated evolution**. New York: John Wiley & Sons. Inc, 1966.

FONSECA, C.M., FLEMING, P.J. Multiobjective genetic algorithms, **IEE colloquium on 'Genetic Algorithms for Control Systems Engineering** (Digest N. 1993/130), 1993, UK.

GASCH, R., MARKET, R., PFUTZNER, H. Acceleration of Unbalanced Flexible Rotors Through the Critical Speeds. **Journal of Sound and Vibration**, v.63, (3), p. 393-409, 1979.

GASCH, R., A survey of the dynamic behaviour of a simple rotating shaft with a transverse crack, **Journal of Sound and Vibration**, 160 (2) (1993) 313-332.

GIBBONS, C. B., Coupling Misalignment Forces, **Proceedings of 5th Turbomachinery Symposium**, Gas Turbine Laboratories, Texas A&M University, 1976, 111-116.

- GOLDBERG, D. E.; RICHARDSON, J. 1987. Genetic algorithms with sharing for multimodal function optimization. In: PROCEEDINGS OF THE SECOND INTERNATIONAL CONFERENCE ON GENETIC ALGORITHMS ON GENETIC ALGORITHMS AND THEIR APPLICATION. New Jersey, 41-49.
- GOLDBERG D. **Genetic Algorithms in Search and Machine Learning**. Reading. Addison Wesley, 1989.
- HORN, J., NAFPLIOTIS, N., GOLDBERG, D. E. A Niche Pareto Genetic Algorithm for Multiobjective Optimization. In: PROCEEDINGS OF THE FIRST IEEE CONFERENCE ON EVOLUTIONARY COMPUTATION, IEEE World Congress on Computational Computation, v. 1, p. 82-87, IEEE Press, 1994.
- HAAS O. C. L., BURNHAM K. J., MILLS J. A. On improving the selectivity in the treatment of cancer: a systems modelling and optimisation approach, **Journal Control Engineering Practice**, v. 5, n. 12, p. 1739-1745, 1997.
- HOLLAND, J. H. **Adaptation in natural and artificial system: an introduction with application to biology, control and artificial intelligence**. An Arbor: University of Michigan Press, 1975.
- HOLLAND, J. H. **Adaptation in natural and artificial system: an introduction with application to biology, control and artificial intelligence**. 2nd. Ed. Cambridge, MA: MIT Press, 1992, 211p.
- HUSSAIN, K. M. and Redmond, I., Dynamic Response of two Rotors Connected by Rigid Mechanical Coupling with Parallel Misalignment, **Journal of Sound and Vibration**, 2002, 249 (3), 483-498.
- HUSSAIN, K. M., Dynamic Stability of two Rigid Rotors Connected by a Flexible Coupling with Angular Misalignment, **Journal of Sound and Vibration**, 2003, 266, 217-234.
- JACON, F. T. P. **Ajuste de modelos lineares aplicado a máquinas rotativas**. 2000. 156p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

- JALAN, ARUN KR, MOHANTY, A. R. Model based fault diagnosis of a rotor-bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition. **Journal of Sound and Vibration**, v. 327, n. 3-5, p. 604-622, 2009.
- KONAK, A.; COIT, D. W.; SMITH, A. E. Multi-objective optimization using genetic algorithms: A tutorial. **Reliability Engineering & System Safety**, V. 91, Issue 9, 2006, pp. 992-100.
- KRAMER., E. **Dynamics of Rotors and Foundations**, New York: Springer-Verlag. , 1993, p. 381.
- LALANNE, M., FERRARIS, G.. **Rotordynamics Prediction in Engineering**. 2. ed., Chichester: John Wiley & Sons, 1999.
- LARSON, C. B., ZIMMERMAN, D. C. Structural model refinement using a genetic algorithm approach. **Proceedings of the 11th IMAC**,1993, p. 1095 -1101.
- LEE, C. W., JOH, Y. D., Theory of excitation methods and estimation of frequency response functions in complex modal testing of rotating machinery. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.7, n.1, p.57-74, 1993.
- LEE, Y.-S., LEE, C.-W. Modeling and Vibration Analysis of Misaligned Rotor-Ball-Bearing Systems. **Journal of Sound and Vibration**, v.224, (1), p. 17-32, 1999.
- LEES, A. W., Misalignment in Rigidly Coupled Rotors, **Journal of Sound and Vibration**, 2007, 305, p. 261-271.
- LEES, A. W., FRISWELL, M. I. The Evaluation of Rotor Imbalance in Flexibly Mounted Machines. **Journal of Sound and Vibration**, v. 208, n. 5, p. 671-683, 1997.
- LEES, A. W., Studies on Misalignment in Coupled Rotors, **Applied Mechanics and Materials**, 2006, 5-6, p. 13-20.
- LEES, A.W., Sinha, J., Friswell, M.I. Model based Identification of Rotating Machines. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 23, n. 6, p. 1884-1893. 2009.

- LEVIN, R. I., LIEVEN, N. A. J. Dynamic finite element model updating using simulated annealing and Genetic Algorithms. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 12, n 1, 1998, p. 91-120.
- LUND, J., 1987, Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings, **ASME Journal of Tribology**, v. 109, p. 37- 41.
- LUND, J.W., ORCUTT, F.K., Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor, **Journal of Engineering for Industry**, Trans. ASME, Series B, v. 89, n. 4, p. 785, 1967.
- MACHADO, T.H. ; CAVALCA, K.L. . Evaluation of dynamic coefficients for fluid journal bearings with different geometries. In: 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING - COBEM 2009, 2009. Proceedings of the 20th International Congress of Mechanical Engineering. Rio de Janeiro : ABCM, 2009. v. 1. p. 1-11.
- MANCUSO J. R., **Couplings and Joints (design, selection, and application)**. 2.ed. New York: Marcel Dekker, 1999, 581p.
- MARMOL, R. A., Spline Coupling induced Nonsynchronous Rotor Vibrations, **Journal of Mechanical Design**, 1980, 102, 168-176.
- MARWALA, T., HUNT, H. E. M. Fault Identification Using Finite Element Models and Neural Networks. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.13, (3), p. 475-490, 1999.
- MEAGHER, J., WU, X., Lencioni C. Response of a Warped Flexible Rotor with a Fluid Bearing, **International Journal of Rotating Machinery**, Article ID 147653, p 9, 2008.
- MERUANE, V.; PASCUAL, R., Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings, **Tribology International**, v. 41, p. 743-754. 2008.
- MICHELEWICZ, Z, **Genetic algorithms + Data Structures = Evolution Programs**. New York: Springer-Verlag.. 1996.
- MITCHELL, M., **An Introduction to Genetic Algorithms**, Cambridge: MIT Press, 1996.

- MURATA, T.; ISHIBUCHI, H. MOGA: multi-objective genetic algorithms. In: PROCEEDINGS OF 1995 IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON EVOLUTIONARY COMPUTATION, 1995, Australia.
- MUSZYNSKA, A. Misalignment and Shaft Crack-Related Phase Relationships for 1X and 2X Vibration Components of Rotor Responses. **Orbit**. v.10, p. 4-8, 1989.
- MUSZYNSKA, A., **Rotordynamics**, Boca Raton : Taylor & Francis. 2005, 982p.
- NELSON, H.D., Steady synchronous response and balancing of rotor systems with residual shaft bow, **International Journal of Rotating Machinery**, v. 8, p. 431–438. 2002.
- NELSON, H. D., CRANDALL, S. H., Analytic Prediction of Rotordynamic Response. In: EHRICH, F. F., HANDBOOK OF ROTORDYNAMICS. USA, McGraw-Hill, Inc., Cap.2, p. 2.1-2.84. 1992.
- NELSON, H. D., MCVAUGH, J. M., The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements. **Journal of engineering for Industry – Transaction of the ASME**, v.98, n.2, p.593-600, May 1976.
- NEWKIRK, B. L.; TAYLOR, H. D, Shaft Whipping, **General Electric Review**, v. 27, n. 3, 1924, p. 169-178.
- NEWKIRK, B. L.; TAYLOR, H. D, Shaft Whipping due to Oil Action in Journal Bearings, **General Electric Review**, v.. 28, n. 8, 1925, p. 559-568.
- NICOLAS, J.C., GUNTHER, E. J., ALLAIRE, P.E. Effect of Residual Shaft Bow on Unbalance Response and Balancing a Single Mass Flexible Rotor, Part 1: Unbalance Response, **Journal of Engineering for Power**, v. 98, Transactions of the ASME, p. 171-181, 1976.
- NICOLAS, J.C., GUNTHER, E. J., ALLAIRE, P.E. Effect of Residual Shaft Bow on Unbalance Response and Balancing a Single Mass Flexible Rotor, Part 2: Balancing, **Journal of Engineering for Power**, v. 98, Transactions of the ASME, p. 182-189, 1976.
- NORDMANN, R., Modal parameter identification and sensitivity analysis in rotating machinery. **IFTOMM**, Roma, 1982, p.95-102.

- OBAYASHI, S., SASAKI, D., TAKEGUCHI Y., Hirose, N. , Multiobjective Evolutionary Computation for Supersonic Wing Shape Optimization, **IEEE Transactions on Evolutionary Computation**, 2000.
- PATEL, T.H., DARPE, A.K., Vibration response of a cracked rotor in presence of rotor–stator rub, **Journal of Sound and Vibration**, v. 317. p. 841–865. 2008.
- PENNACCHI, P., VANIA, A. Accuracy in the Identification of a Generator Thermal Bow, **Journal of Sound and Vibration**, v. 274, no 1-2, p. 273-295. 2004.
- PENNACCHI, P., VANIA, A., Analysis of the Shaft Thermal Bow Induced by Rotor-to-Stator Rubs, **IASME Transactions**, v.1. No 1, p. 193-198. 2004.
- PENNACCHI, P.; VANIA, A., Diagnosis and Model Based Identification of a Coupling Misalignment, **Shock and Vibration**, 12(4), p. 293-308. 2005.
- PENNACCHI, P., BACHSCHMID, N., VANIA, A. A model based identification method of transverse cracks in rotating shafts suitable for industrial machines, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 20 (8), p. 2112–2147. 2006.
- PENNACCHI P, BACHSCHMID N, VANIA A, ZANETTA G A, GREGORI L. Use of modal representation for the supporting structure in model-based fault identification of large rotating machinery: part I-theoretical remarks, **Mech. Syst. Signal Process.** 20 p. 662–681. 2006.
- PENNACCHI, P.; VANIA, A., Diagnostics of a Crack in a Load Coupling of a Gas Turbine using the Machine Model and Analysis of the Shaft Vibrations, **Mechanical Systems and Signal Processing**, 22, p. 1157-1178. 2008.
- PIOTROWSKI, J., **Shaft Alignment Handbook**, New York: Mareel Dekker, 1995.
- PLATZ, R. MARKERT, R., 2001, Fault models for online identification of malfunction in rotor systems, **Transactions of the fourth International Conference, Acoustical and Vibratory Surveillance, Methods and Diagnostic Techniques**, University of Compiegne, France2001, p. 435–446.

- PRABHAKAR, S., SEKHAR A.S., MOHANTY, A.R., Crack Vs Coupling Misalignment in a Transient Rotor System, **Journal of Sound and Vibration**, 256 (4), p. 773-786. 2002.
- PRABHAKAR, S., SEKHAR, A. S., MOHANTY, A. R. Detection and Monitoring of Cracks in a Rotor-Bearing System Using Wavelet Transforms. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.15, (2), p. 447-450, 2001.
- PRABHAKAR, S., SEKHAR, A. S. AND MOHANTY, A. R., Vibration Analysis of Misaligned Rotor-Coupling-Bearing system passing through the Critical speed, **Proceedings of Institute of Mechanical Engineers (Part C)**, 215, p. 1417-1427. 2001.
- PRABHAKAR, S., SEKHAR, A. S. AND MOHANTY, A. R., Crack versus Coupling Misalignment in a Transient Rotor System, **Journal of Sound and Vibration**, 256 (4), p.773-789. 2002.
- PRABHU B.S., SEKHAR, A.S., **Dynamic Analysis of Rotating Systems and Applications**, UK: Multi Science Publishing Co. Ltd, 2008.
- RAO, B. S., SEKHAR, A. S., MAJUMBAR, B. C. **Analysis of Rotors Considering Distributed Bearing Stiffness and Damping**. Computer & Structures. v. 61, n. 5, p. 951-955. 1996.
- RAO, J.S., A note on Jeffcott warped rotor, **Mechanism and Machine Theory**, vol. 36, n. 5, p. 563-575, 2001.
- RECHENBERG, I. **Evolutionsstrategie – Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien de biologischen Evolution**. Stuttgart: Frommann-Holzboog, 1973.
- REDMOND, I. AND AL-HUSSAIN, K., A Vibration Model for the parallel Misalignment of Rotating Shafts Connected by a Flexible Coupling, **Proceedings of the 2004 International Conference on Noise and Vibration Engineering**, ISMA, 2004, 2549-2565.
- REDMOND, I., AL-HUSSAIN, K. M., Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment. **Journal of sound and vibration**, v.249, n.3, p.483-498, 2002.

- REYNOLDS, O., On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. **Philosophical Transactions of Royal Society of London**, Series A, v. 177, Part 1, 1886, p.157-234.
- RIVIN, E. I. Design and Application Criteria for Connecting Couplings. **ASME Journal of Mechanical Design**, v. 108, p. 96-105, 1986.
- ROSENBERG, R. M., On the Dynamical Behaviour of Rotating Shafts Driven by Universal (Hooke) Coupling, **Journal of Applied Mechanics**, v. 25, p. 47-51, 1958.
- RUHL, R. **Dynamics of Distributed Parameter Rotor Systems: Transfer Matrix and Finite Element Techniques**, 1970, Tese (Doutorado), Cornell University.
- RUHL, R.; BOOKER, J.F., A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems, **ASME Journal of Engineering for Industry**, v.94, p. 126. 1972.
- SAAVEDRA, P. N.; RAMIREZ, D. E., Vibration Analysis of Rotors for the Identification of Shaft Misalignment Part 1: Theoretical Analysis, **Proceedings of Institute of Mechanical Engineers**, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218 (9), 971-985.
- SAAVEDRA, P. N. AND RAMIREZ, D. E., Vibration Analysis of Rotors for the Identification of Shaft Misalignment Part 2: Experimental Validation, **Proceedings of Institute of Mechanical Engineers**, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2004, 218 (9), 987- 999
- SANCHES, F. D.; PEDERIVA, R. . Bearing Parameters Estimation Using Correlation Analysis and Random Response. In: 20TH INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 2009, GRAMADO. COBEM 2009 - 20th International Congress of Mechanical Engineering, 2009. p. 1-9.
- SANTANA, P.M., **Resposta complexa de um sistema rotor-mancais-fundação**. 2009. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- SANTIAGO, D. F. A., Brito, J. N, Pederiva, R. Diagnóstico de Falhas em Máquinas Rotativas Utilizando Redes Neurais. **II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM**, Anais em CDROM, João Pessoa, 2002.

- SANTIAGO, D. F. de A.. **Diagnóstico de falhas em máquinas rotativas utilizando transformada de wavelet e redes neurais artificiais**. 2004. 117p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- SANTIAGO, A.; PEDERIVA, R., Application of Wavelet Transform to detect Faults in Rotating Machinery, **ABCM Symposium Series in Mechatronics**, 2004, 1, 616-624.
- SCHAFFER JD. Multiple objective optimization with vector evaluated genetic algorithms. In: PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL CONFERENCE ON GENETIC ALGORITHM AND THEIR APPLICATIONS, 1985.
- SEKHAR, A. S., PRABHU, B. S. Effects of Coupling Misalignment on Vibrations of Rotating Machinery. **Journal of Sound and Vibration**, v.185, (4), p. 665-671, 1995.
- SEKHAR, A. S.; SREENIVASA RAO, A., Crack versus Misalignment in Rotor-Coupling Bearing System, **Journal of Machines and Vibration**, 1996, 5, 179- 188.
- SEKHAR, A. S., RAO, A. S., Vibration Analysis of Rotor-Coupling-Bearing System with Misaligned Shafts. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE AND AEROENGINE CONGRESS & EXHIBITION, UK, 1996.
- SILVA, E. L. **Dinâmica de rotores: Modelo Matemático de Mancais Hidrodinâmicos**. 2004, 110p. Curitiba: Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná.
- SILVA, G. M., **Detecção de Falhas em Rotores Sustentados por Mancais Magnéticos Ativos, Campinas**. 2006. 96p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- SIMON, G., Prediction of Vibration Behaviour of Large Turbomachinery on Elastic Foundations due to Unbalance and Coupling Misalignment, **Journal of Mechanical Engineering** (Part C), v. 206, p. 29-39. 1992.
- SINHA, J. K., Lees, A. W. and Friswell, M. I., Estimating Unbalance and Misalignment of a Flexible Rotating Machine from a Single Run-Down, **Journal of Sound and Vibration**, v. 272, p. 967-989. 2004.

- SPEARS, W. **The Role of Mutation and Recombination in Evolutionary Algorithms**. 1998. Tese (Doutorado). George Mason University.
- SRINIVAS, N.; DEB, K., Multiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms, **Journal of Evolutionary Computation**, 2(3), p. 221-248. 1994.
- STODOLA, A., Kritische Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit des Oelpolsters im Lager, **Schweizerische Bauzeitung**, v. 85, pp 265-266. 1925.
- SUDHAKAR, G.N.D.S , Sekhar, A.S, Coupling misalignment in rotating machines: modelling, effects and monitoring. **Journal of Sound and Vibration Worldwide**, 2009.
- TALAVERA, F., PRIETO, J., CRICHIGNO, J., BARÁN, B. Comparación de Algoritmos Evolutivos Multiobjetivo en un ambiente Multicast. **CACIC'2004**, Argentina, 2004. p.1611--1622.
- TAPIA, A. T., **Modelagem dos Acoplamentos Mecânicos nos Sistemas Horizontais Rotor-Acoplamento-Mancal**. 2003. 250p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- TAPIA T., A., Castro, H. F., Cavalca, K. L. Optimization Methods applied to Parameters Estimation of Flexible Coupling in Rotating Systems. **ImechE 2004 – 8th International Conference on Vibrations in Rotating machinery**, Swansea, p. 1-10, 2004.
- THOMPSON, H.A.; CHIPPERFIELD, A.J.; FLEMING, P.J.; LEGGE, C., Distributed aero-engine control systems architecture selection using multi-objective optimization, **Control Engineering Practice**, v. 7, n. 5, p. 655-664, 1999.
- TOWER, B., First report on friction experiments, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, p. 632-659, 1883.
- TOWER, B., Second report on friction experiments, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, p. 58-70, 1885.
- UBINHA, J.A., **Estudo de Método de Identificação dos Parâmetros de Desbalanceamento e de Fundação de Máquinas Rotativas**. 2005. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

- VAFSAIE, H.; DE JONG, K. Genetic Algorithm as a Tool for Feature Selection in Machine Learning. In: PROCEEDINGS OF THE 4TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON TOOLS WITH ARTIFICIAL INTELLIGENCE. 1992.
- VANCE, J.M., **Rotordynamics of Turbomachinery.**, New York : John Wiley & Sons, 1988, 388 p.
- VELDHUIZEN, D. V. **Multiobjective Evolutionary Algorithms: Classifications, Analysis and New Innovations.** 1999. Tese (Doutorado). Air Force Institute of Technology. Technical Report AFIT/DS/ENG/99-01.
- VIANA, F.A.C.; KOTINDA, G. I. ; RADE, D. A., STEFFEN JR., VALDER . Tuning dynamic vibration absorbers by using ant colony optimization. **Computers & Structures**, v. 86, p. 1539-1549, 2008.
- VOSE, M. D. **The Simple Genetic Algorithm: Foundations and Theory.** Massachusetts: MIT Press, 1999, 220 p.
- WANG, K. F., KHONSARI, M. M. Bifurcation Analysis of a Flexible Rotor Supported by Two Fluid-Film Journal Bearings. **Journal of Tribology**. v. 128, n. 3, p. 594-604, 2006.
- WEIMING, L, NOVAK, M., Dynamic behaviour of turbine-generator-foundation systems, **Earthquake Engineering & Structural Dynamics**, v.24, n.3, p. 339-360, 1996.
- WOWK, V., **Machine Vibration: Alignment**, New York: McGraw-Hill, 2000.
- XU, M., MARANGONI, D. R. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system. **Journal of Sound and Vibration**. v. 139, p. 201–225, 1990.
- XU, M., MARANGONI, D., Vibration Analysis of a Motor – Flexible Coupling – Rotor system subjected to Misalignment and Unbalance, PART I: Theoretical Model, **Journal of Sound and Vibration**, 176 (5), p. 663-680, 1994.

- XU, M., MARANGONI, D., Vibration Analysis of a Motor – Flexible Coupling – Rotor system subjected to Misalignment and Unbalance, PART II: Experimental validation, **Journal of Sound and Vibration**, 176 (5), p. 681- 691, 1994.
- ZHAO, S. X., DAI, X. D., MENG, G., ZHU, J. An experimental study of a nonlinear oil-film forces of a journal bearing. **Journal of Sound and Vibration**. Vol. 287, 2005, p. 827-843.
- ZIMMERMAN, D. C., YAP, K. Evolutionary approach for model refinement. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 13 n. 4, 1999, p. 609-625.
- ZITZLER, E., THIELE, L. An evolutionary algorithm for multiobjective optimization: The strength Pareto approach. In: TECHNICAL REPORT 43, Switzerland: Computer Engineering and Networks Laboratory (TIK), Swiss Federal Institute of Technology (ETH), 1998.
- ZITZLER, E., DEB, K., THIELE, L. Comparison of Multiobjective Evolutionary Algorithms: Empirical Results. **Evolutionary Computation Journal** , 8 (2), pp 125-148, 2000.
- ZORZI, E.S., NELSON, H.D., Finite Element Simulation of Rotor Bearing Systems with Internal Damping, ASME Trans., **Journal of Engineering for Power**, v.99, p.71-76. 1976.

APÊNDICE A – Respostas em frequência dos Mancais #2, #3 e #4 do Modelo 2 ao desbalanceamento e desalinhamento angular ou paralelo

Em complemento às simulações 6.4 e 6.5 (Capítulo 6), para desalinhamento angular e paralelo, respectivamente, são apresentadas neste APÊNDICE A as respostas em frequência (amplitude e fase) para os Mancais #2, #3 e #4.

Desalinhamento Angular

- **Mancal #2:**

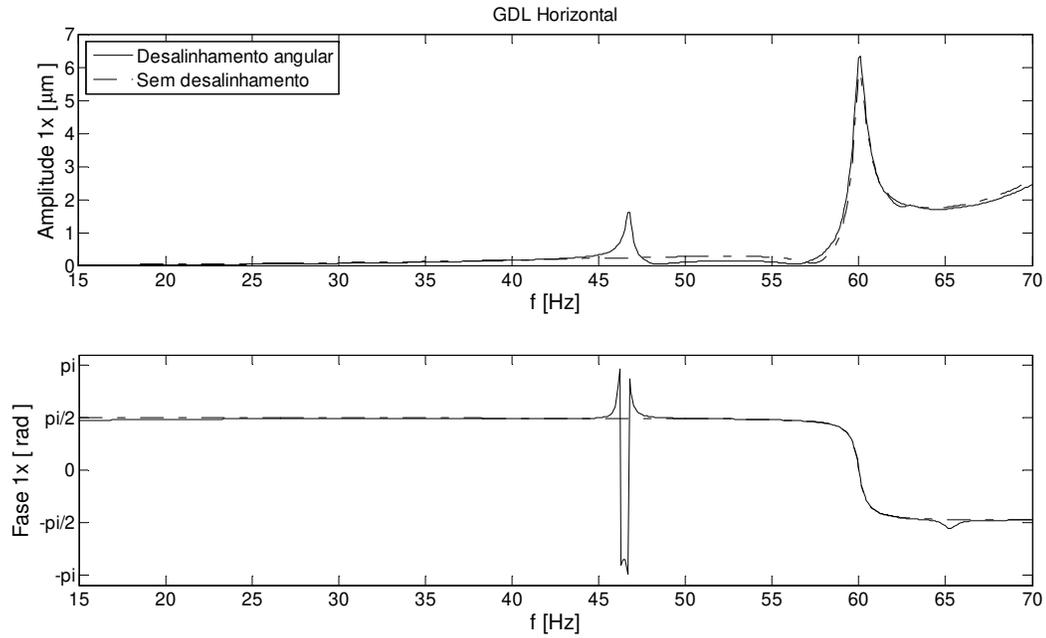


Figura A.1 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.

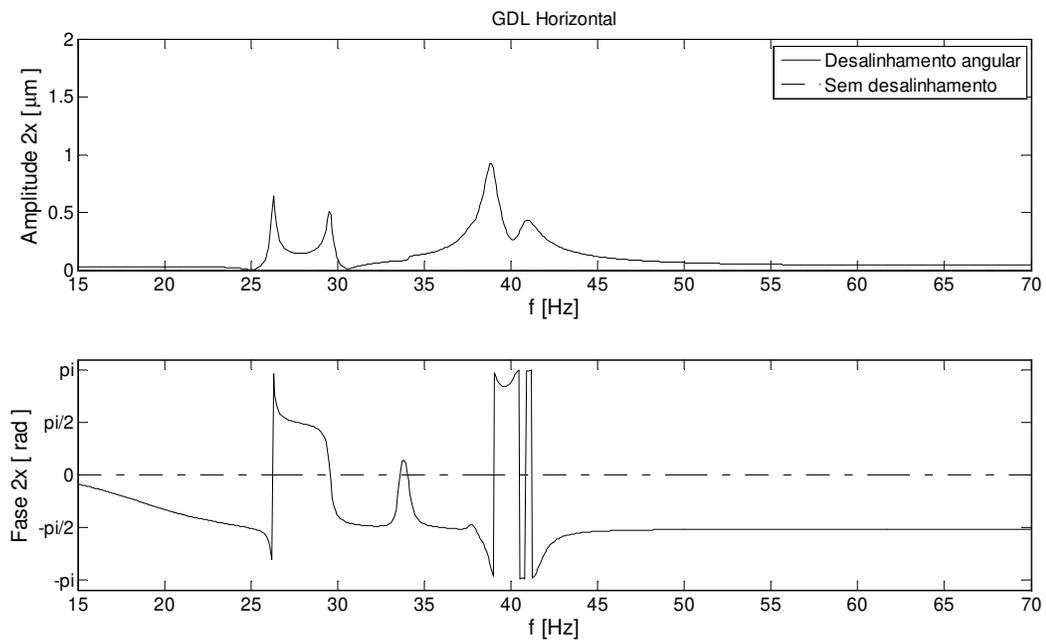


Figura A.2 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal.

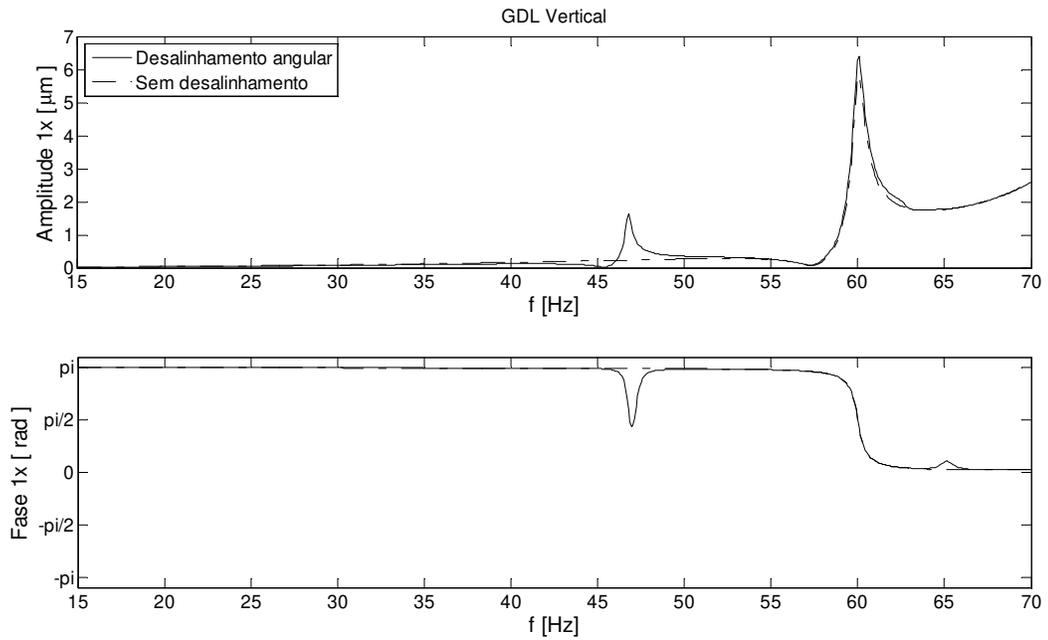


Figura A.3 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.

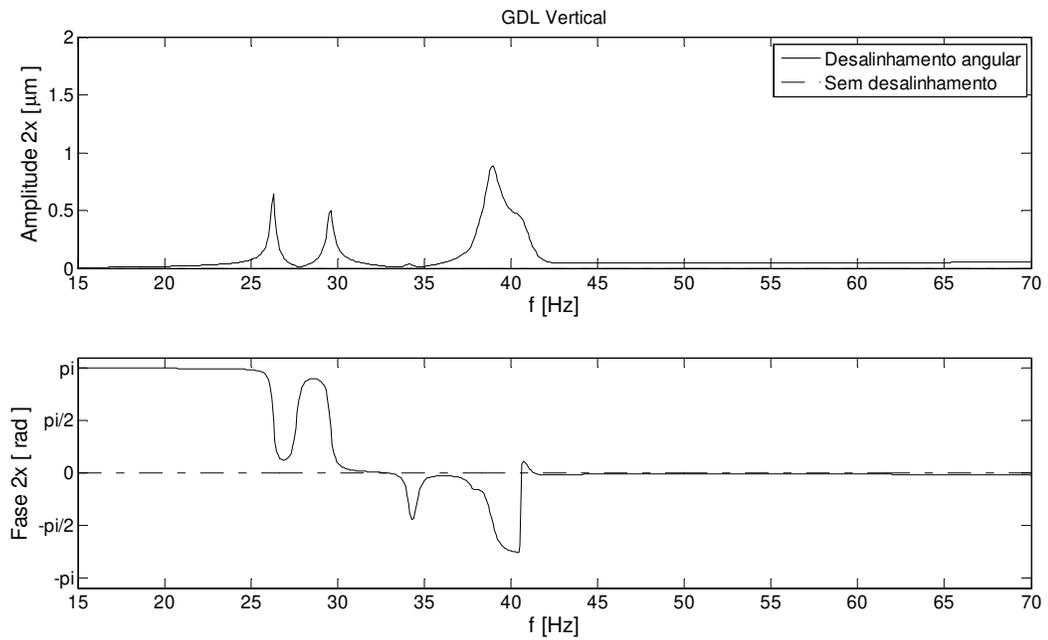


Figura A.4 – Mancal #2 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.

- **Mancal #3:**

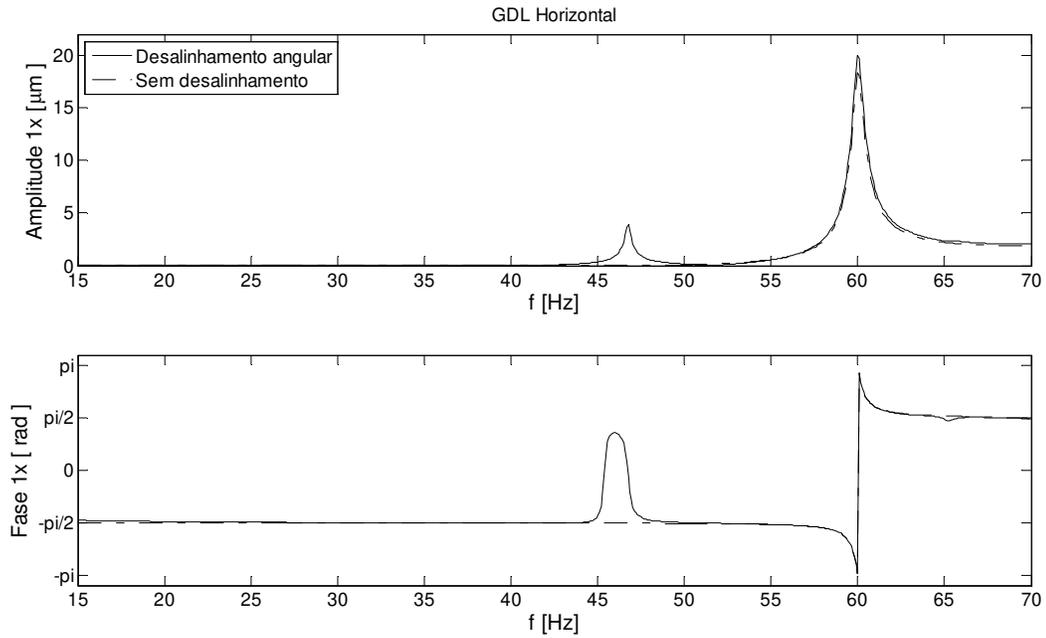


Figura A.5 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.

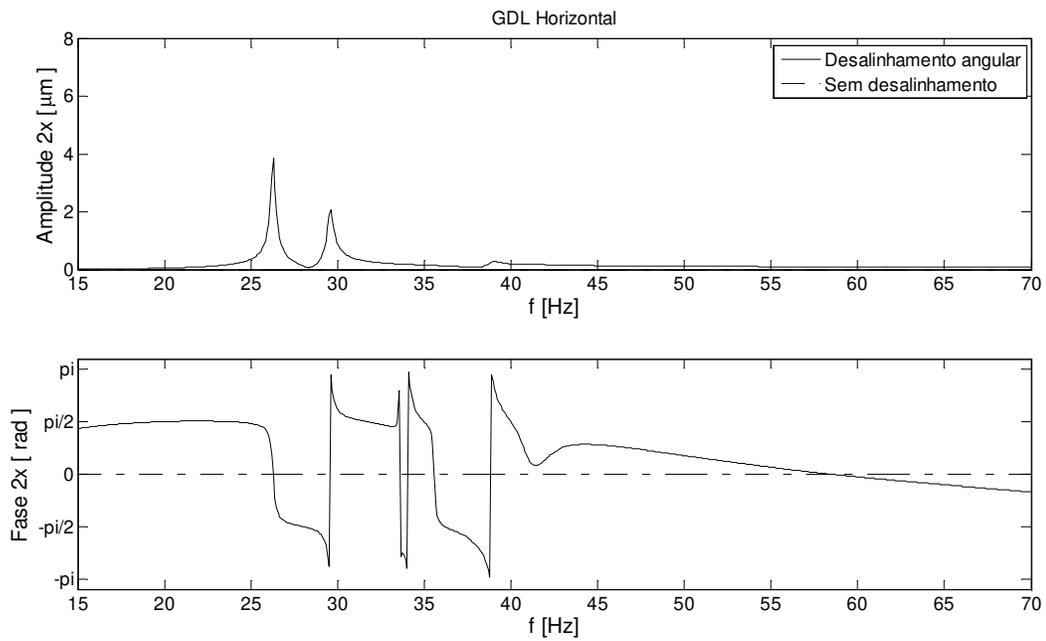


Figura A.6 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal.

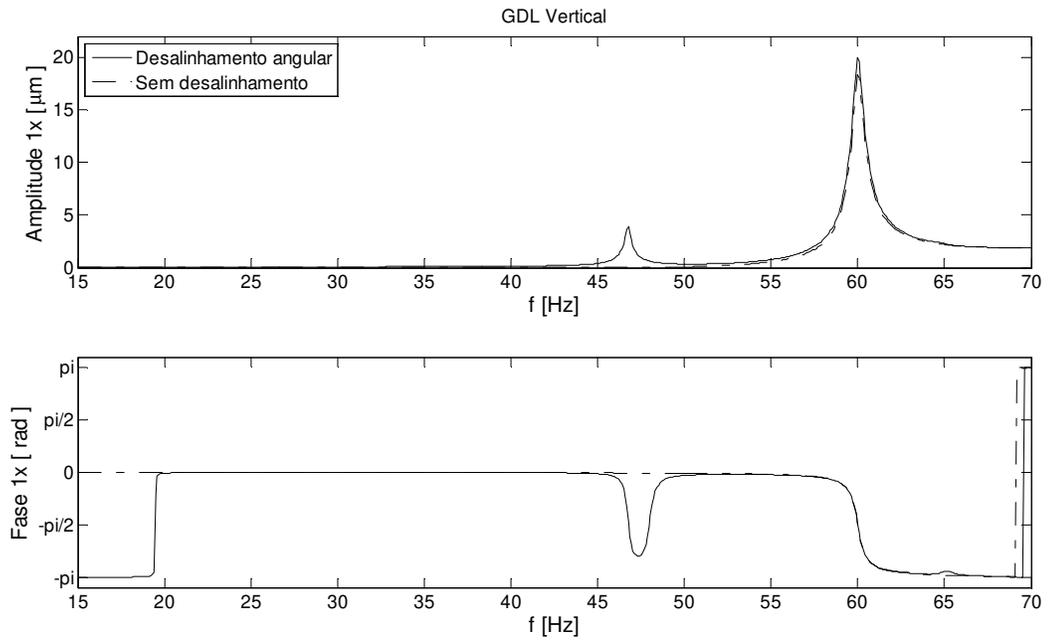


Figura A.7 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.

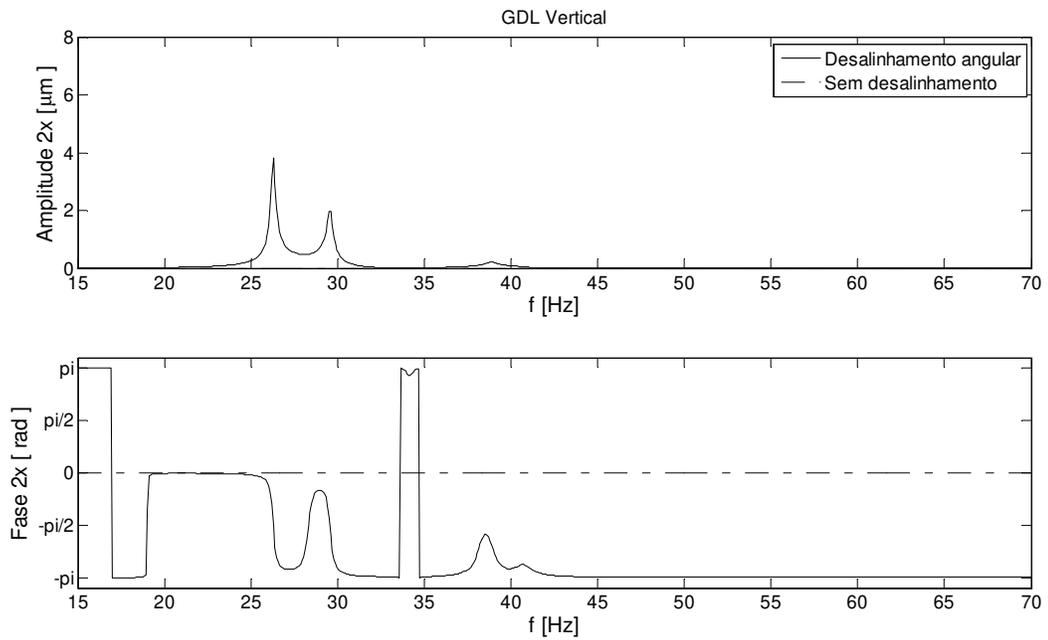


Figura A.8 – Mancal #3 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.

- **Mancal #4:**

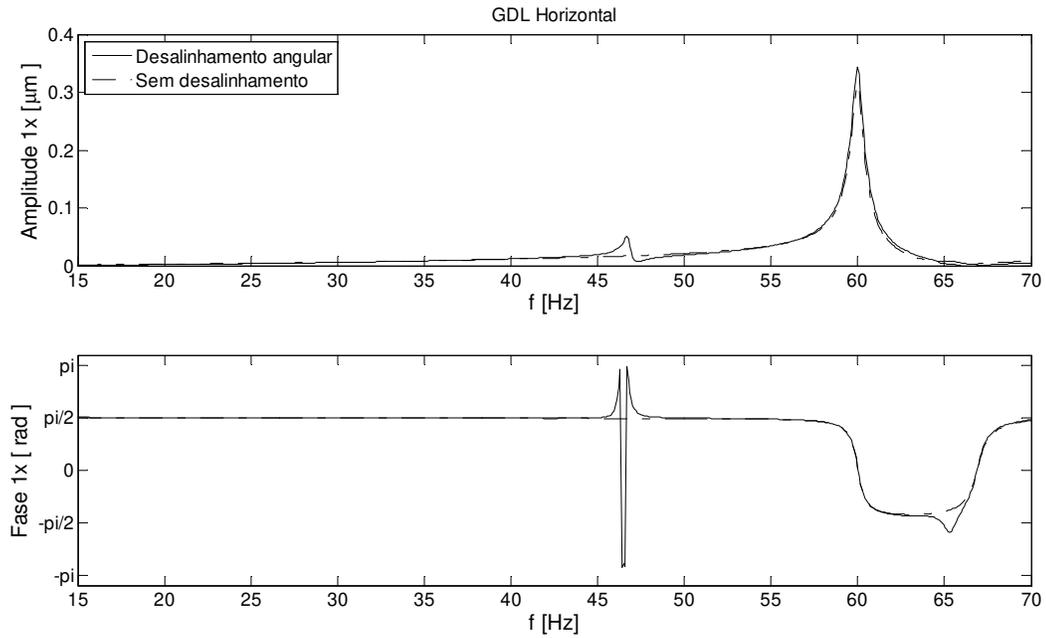


Figura A.9 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Horizontal.

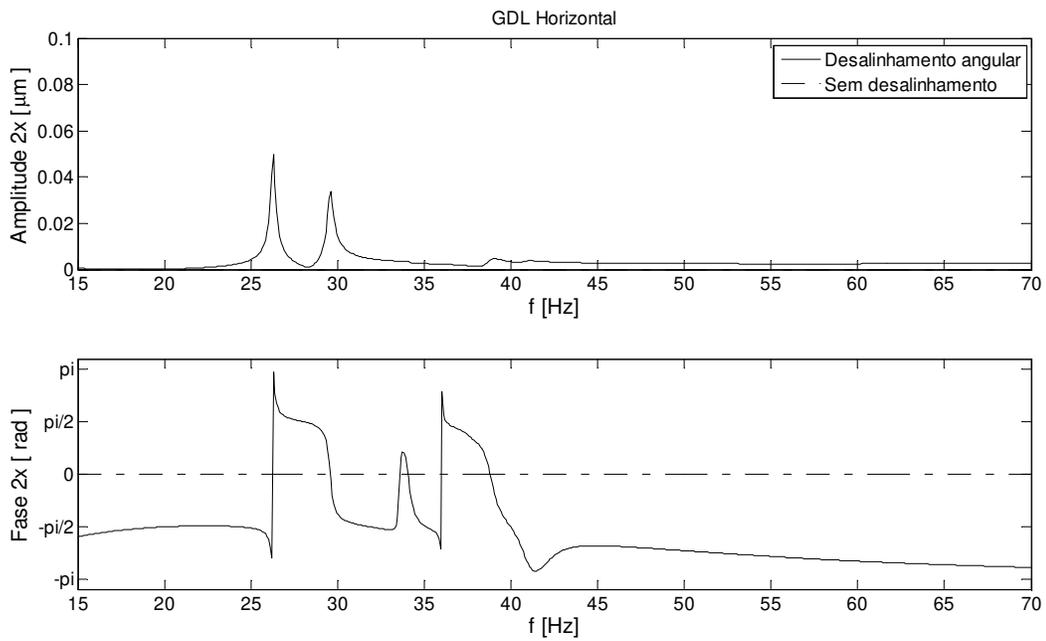


Figura A.10 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Horizontal.

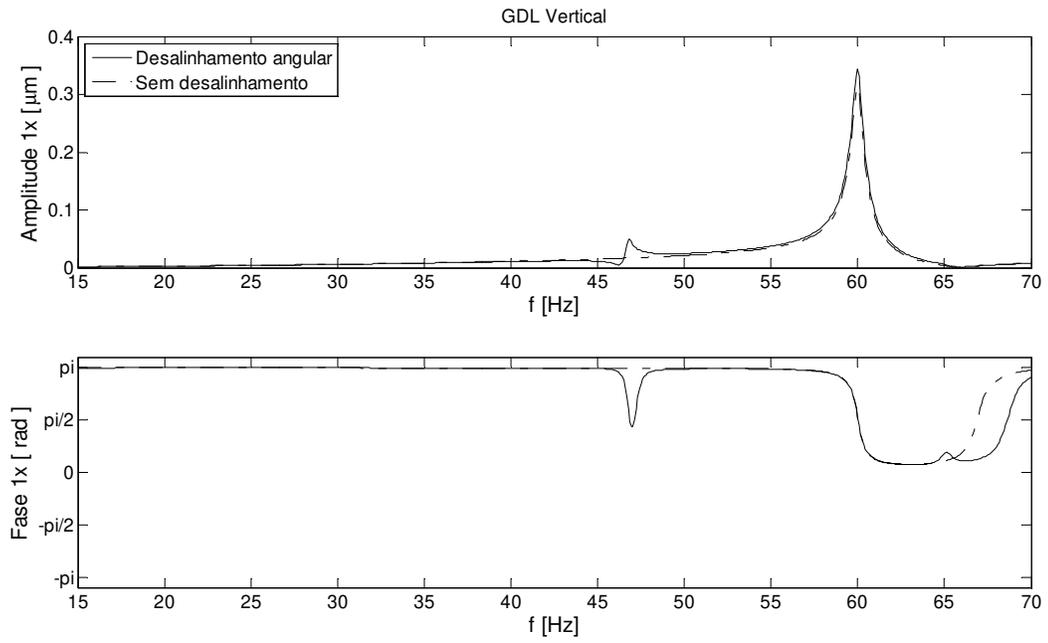


Figura A.11 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – primeira harmônica e GDL Vertical.

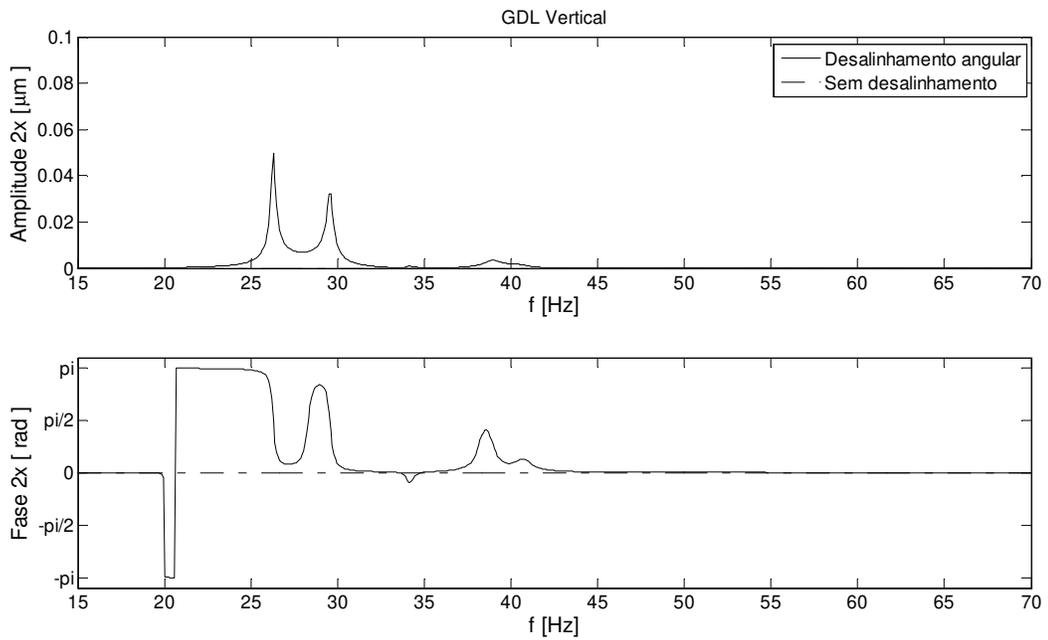


Figura A.12 – Mancal #4 – Desalinhamento Angular – segunda harmônica e GDL Vertical.

Desalinhamento Paralelo:

- **Mancal #2:**

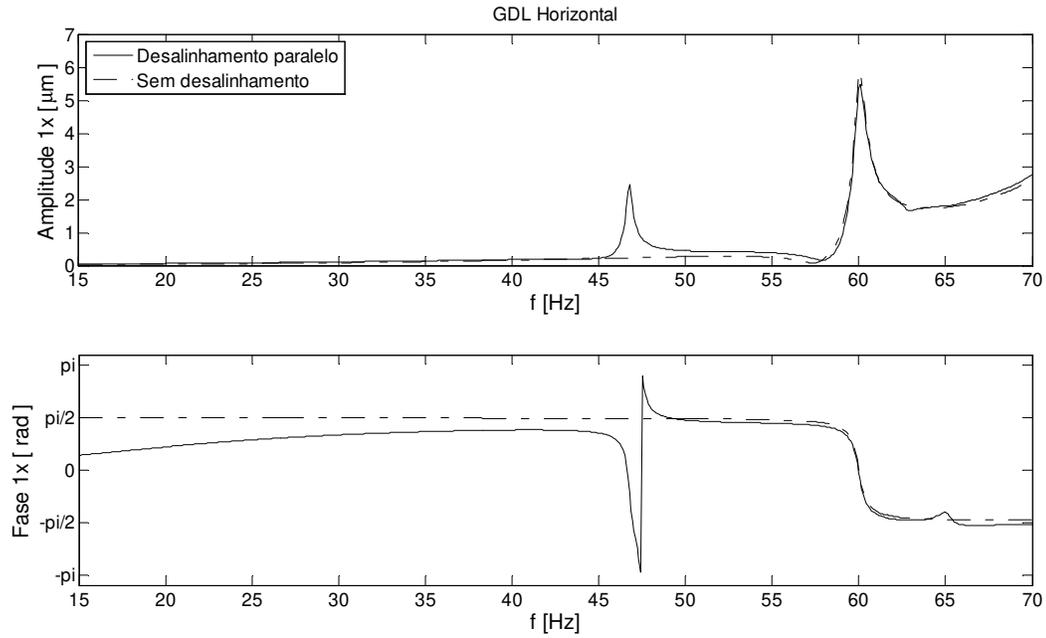


Figura A.13 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.

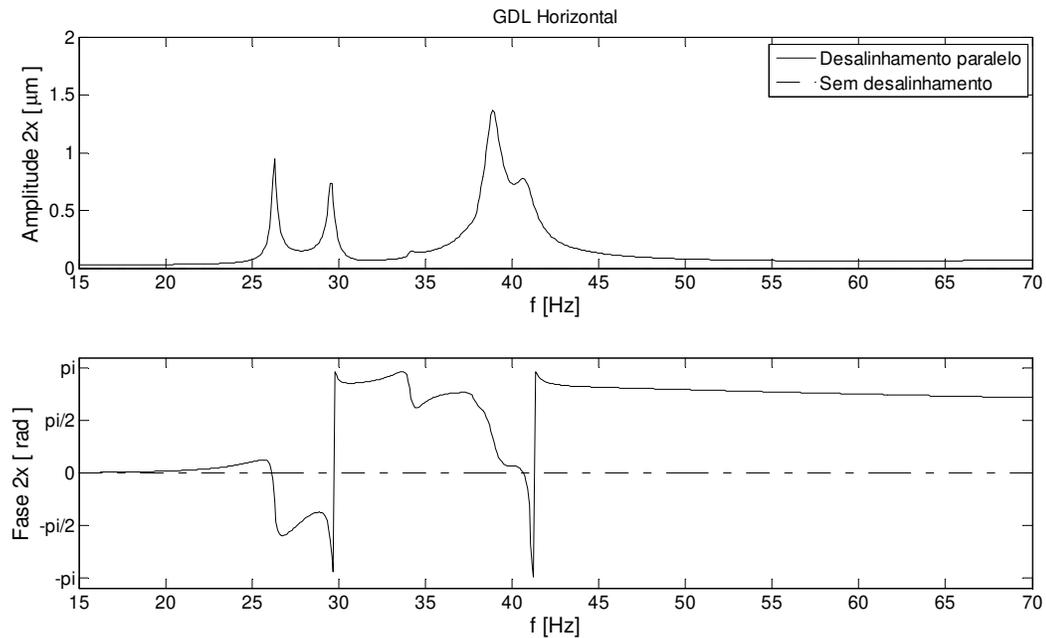


Figura A.14 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.

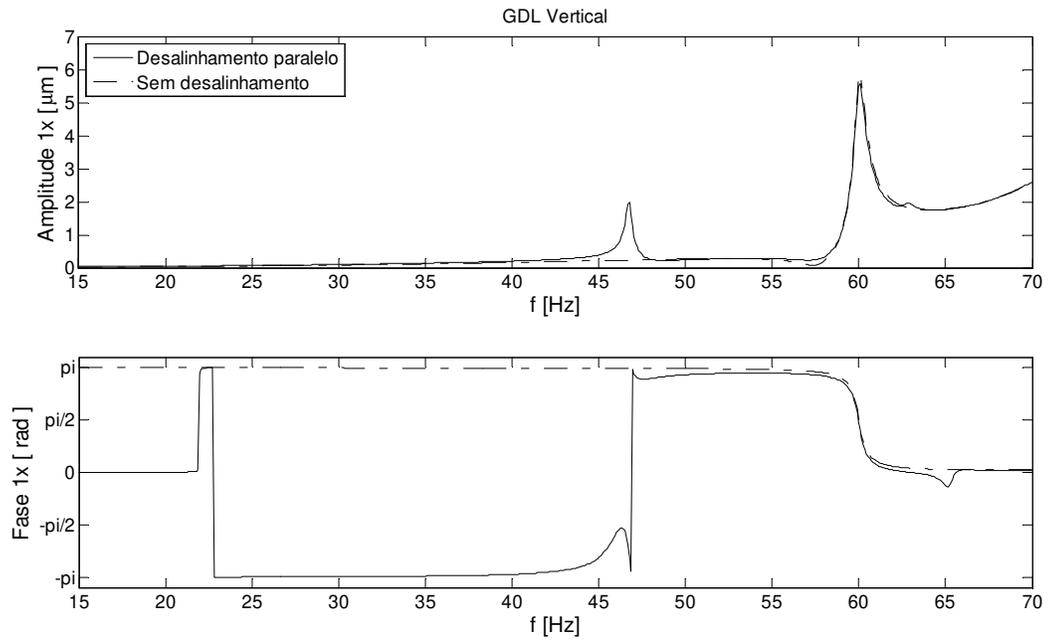


Figura A.15 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.

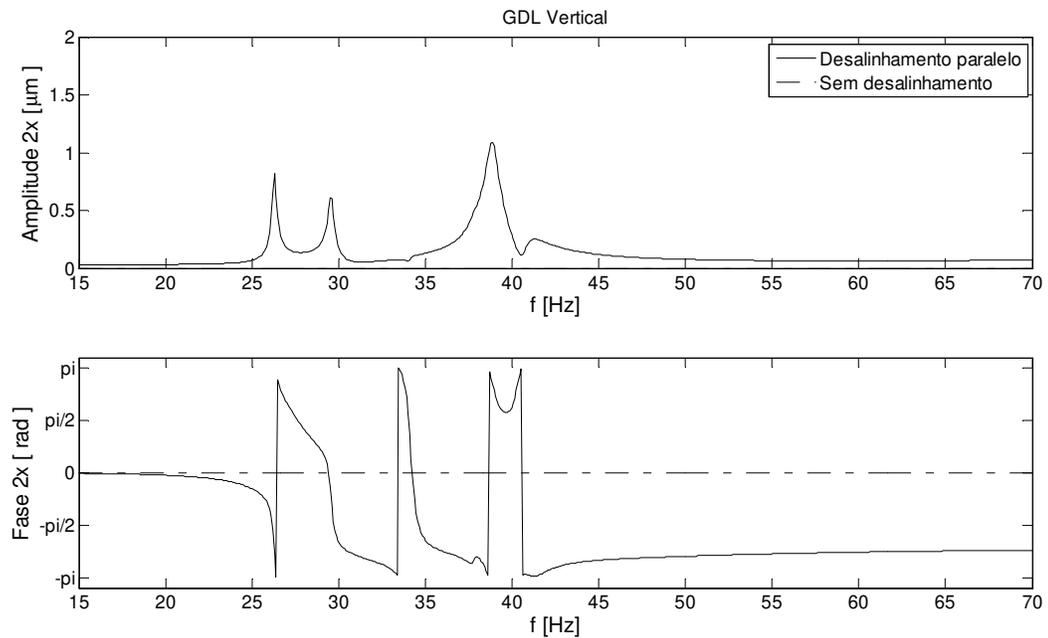


Figura A.16 – Mancal #2 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical.

- **Mancal #3:**

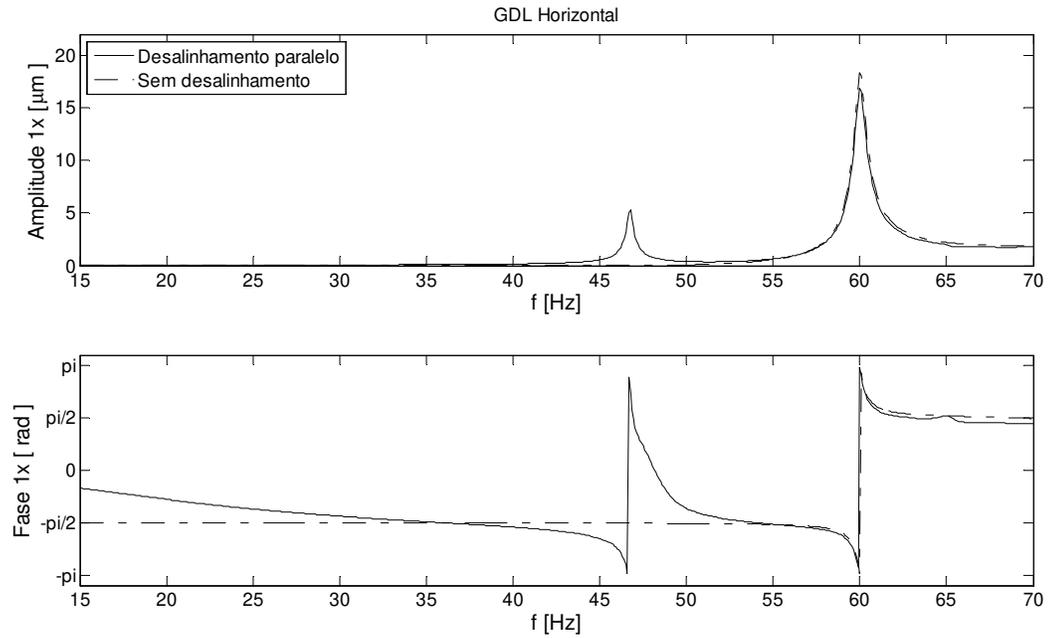


Figura A.17 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.

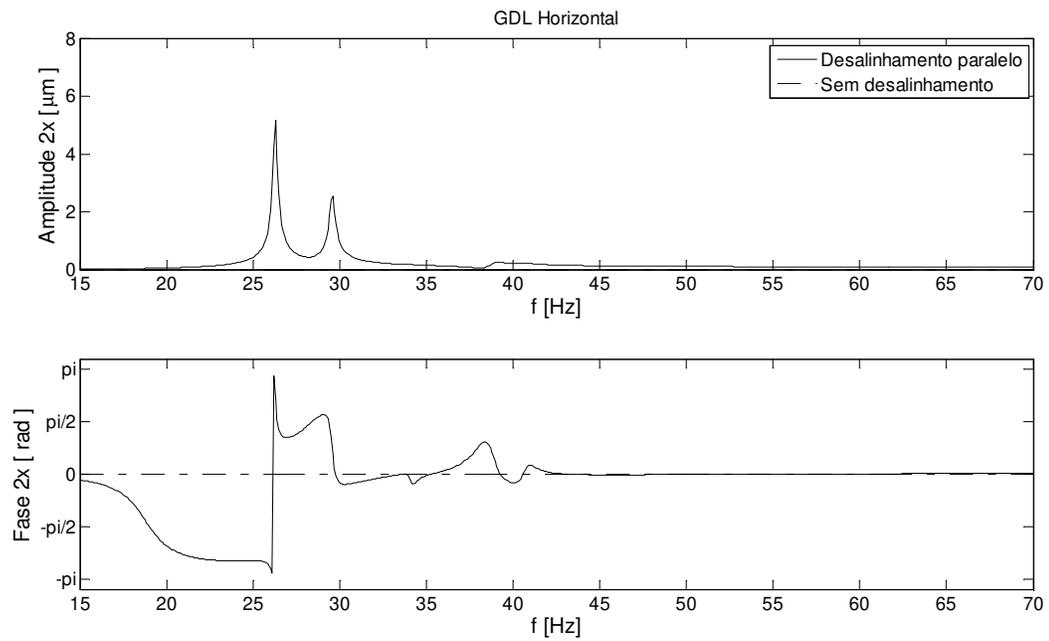


Figura A.18 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.

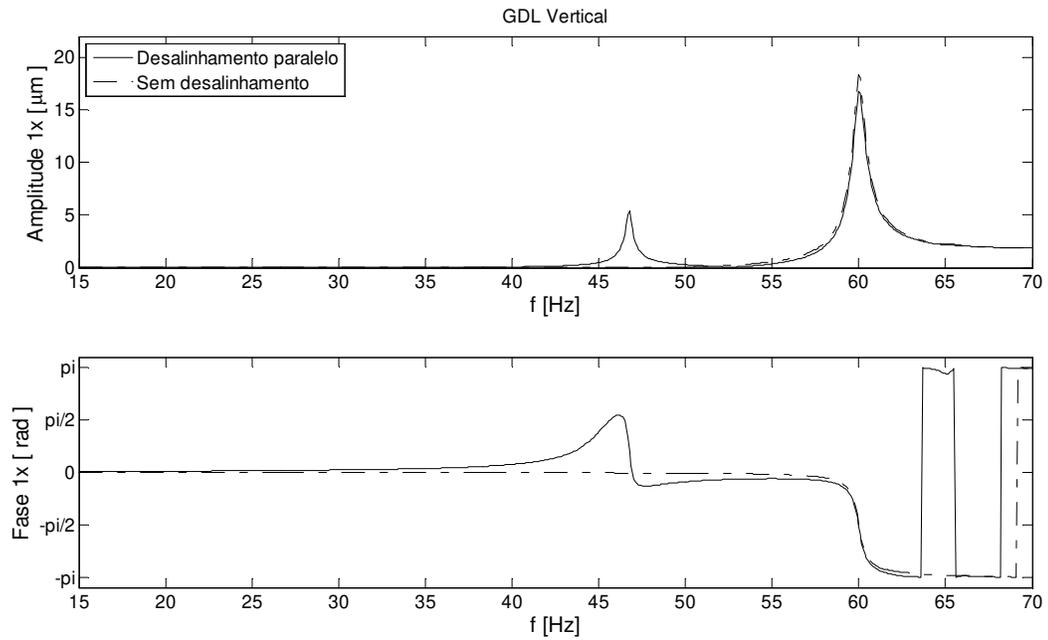


Figura A.19 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Vertical.

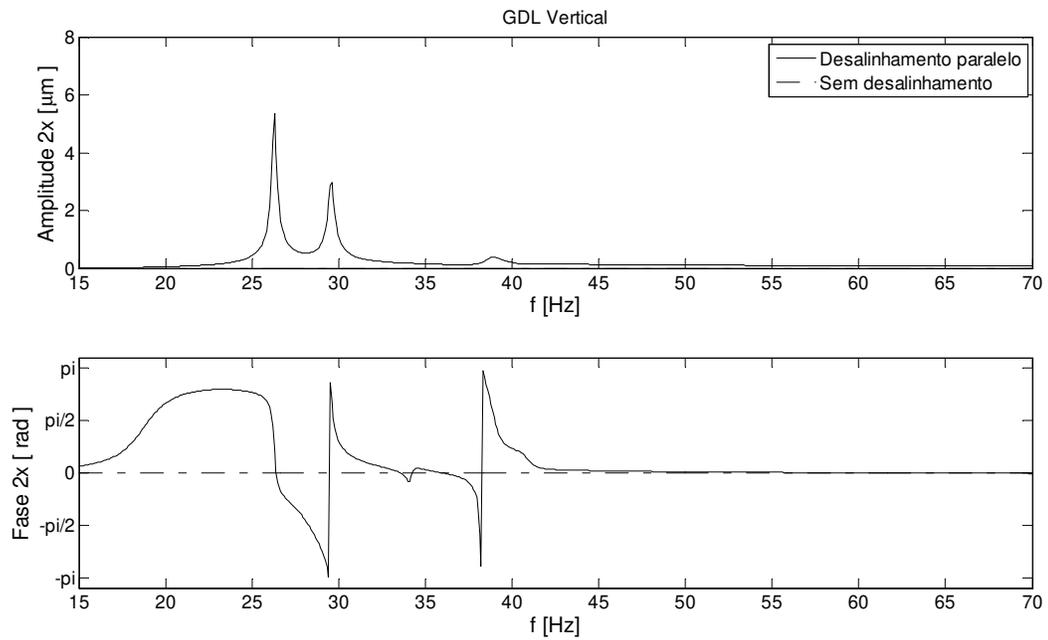


Figura A.20 – Mancal #3 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical.

- **Mancal #4:**

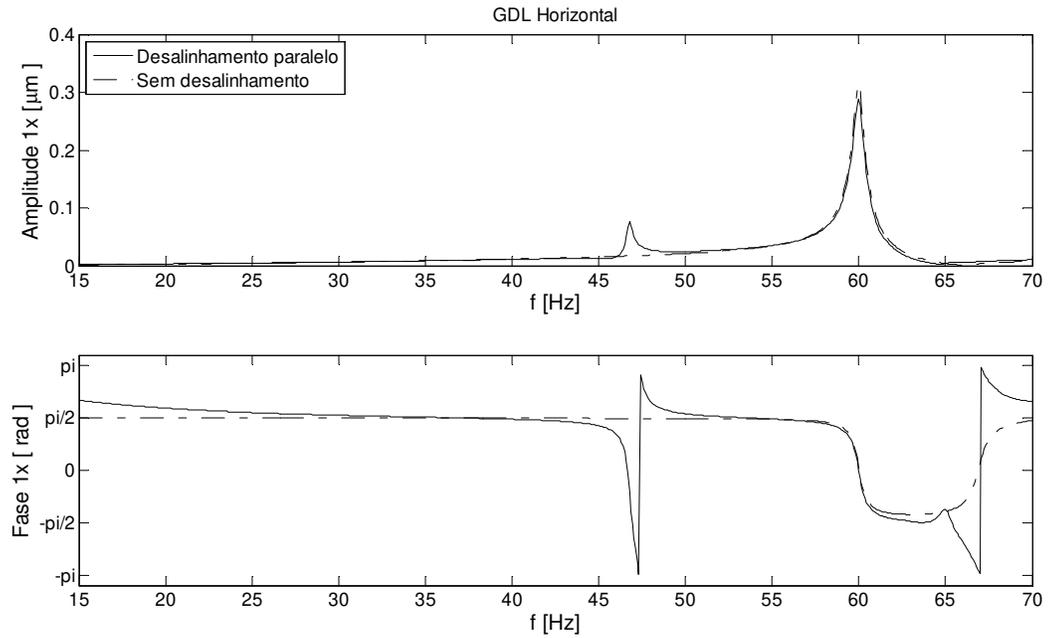


Figura A.21 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Horizontal.

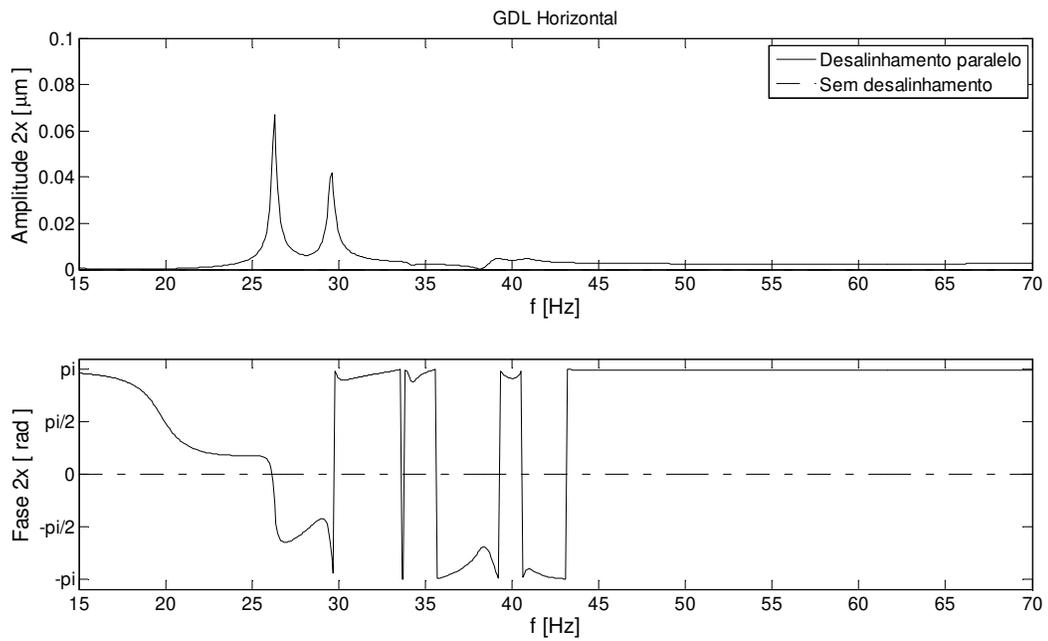


Figura A.22 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Horizontal.

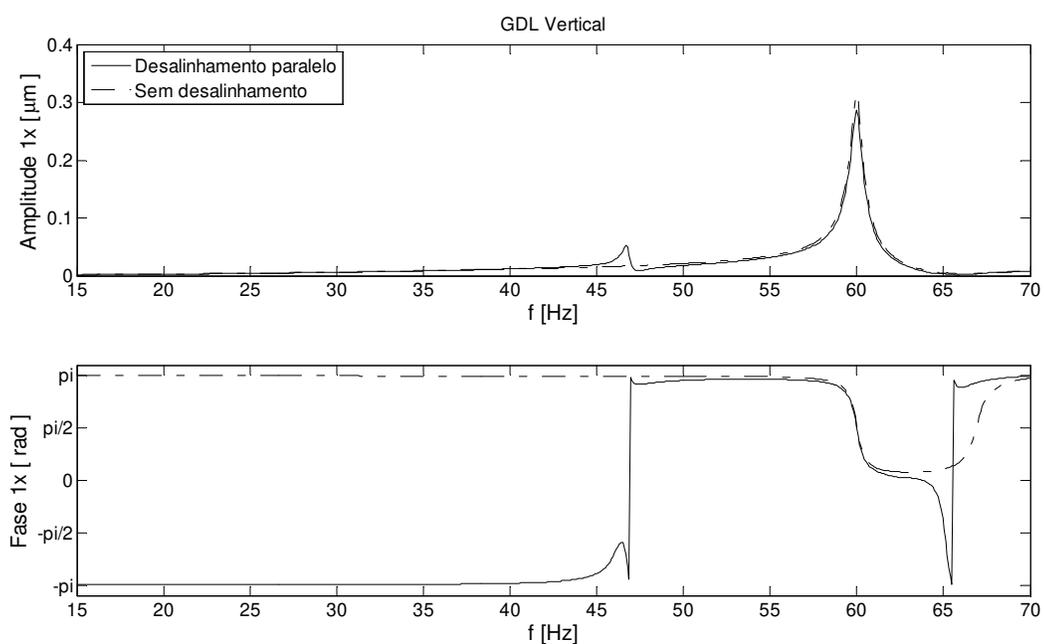


Figura A.23 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – primeira harmônica e GDL Vertical.

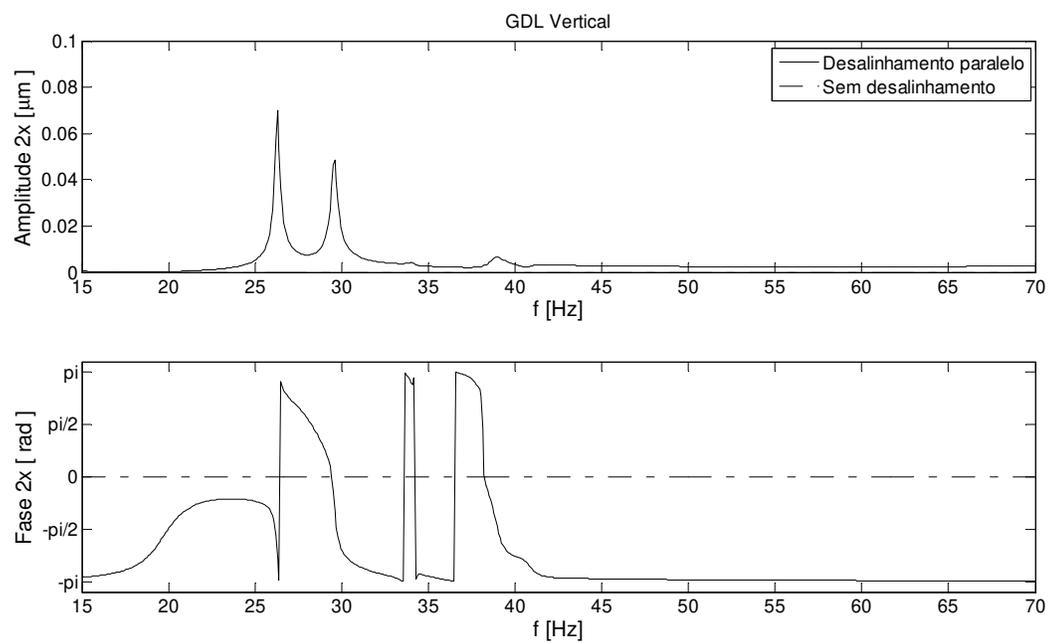


Figura A.24 – Mancal #4 – Desalinhamento Paralelo – segunda harmônica e GDL Vertical.

APÊNDICE B – Balanceamento

Em complemento aos Ajustes 1 e 3, relativos ao Capítulo 7, são apresentados neste apêndice os resultados do procedimento de balanceamento dos Modelos 1 e 2, após a identificação dos dados do desbalanceamento em cada rotor.

Os procedimentos de balanceamento em máquinas rotativas envolvem, basicamente, a identificação da magnitude e posição do desbalanceamento e aplicação de uma massa corretiva a 180° para compensá-lo, o que resulta na aproximação do centro de massa ao centro geométrico e em uma operação mais suave da máquina. Essa estratégia pode se repetir para vários planos de desbalanceamento ao longo de uma máquina rotativa. O balanceamento de rotores é um tema amplamente abordado na literatura, para um ou mais planos de desbalanceamento e diferentes estratégias (Rao, 2001; Prabhu e Sekhar, 2008).

No Capítulo 7, foram identificados parâmetros de desbalanceamento (amplitude, fase e posição) para o Modelo 1 (Ajuste 1) e Modelo 2 (Ajuste 3) que satisfatoriamente correspondiam aos resultados esperados (simulados). Dessa forma, neste apêndice, é proposto um procedimento de balanceamento para cada um dos modelos.

- **Modelo 1:**

Este procedimento de balanceamento utiliza os resultados do Ajuste 1 (Capítulo 7). A Solução C da Tabela 7.4 foi escolhida para esta aplicação e, assim, um desbalanceamento corretivo de mesma amplitude, posição (nó) e fase oposta (fase identificada somada de 180°) é aplicado juntamente ao desbalanceamento original do Modelo 1. Os parâmetros dos dois desbalanceamentos estão apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 – Dados do desbalanceamento original e o utilizado no balanceamento do Modelo 1.

Desbalanceamento	Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Original	$3,7000 \cdot 10^{-5}$	0°	10 (central)
Corretivo	$3,7182 \cdot 10^{-5}$	180,3523°	10 (central)

A Tabela B.2 contém os valores das máximas respostas em frequência ao desbalanceamento (amplitudes) dos GDL horizontal e vertical. Assim, indicam que houve uma redução de aproximadamente 99% na amplitude e, como esperado, resultam em uma operação mais suave da máquina, A Figura II.1 demonstra a amplitude vibracional no Mancal #1. No Mancal #2, devido a simetria do modelo e da excitação, as respostas são idênticas à Figura II.1.

Tabela B.2 – Amplitude máxima das respostas antes e após o balanceamento do Modelo 1.

	Amplitude Máxima	
	GDL Horizontal	GDL Vertical
Resposta Simulada	2.9324 μm	2.0038 μm
Resposta Balanceada	0.0237 μm	0.0159 μm

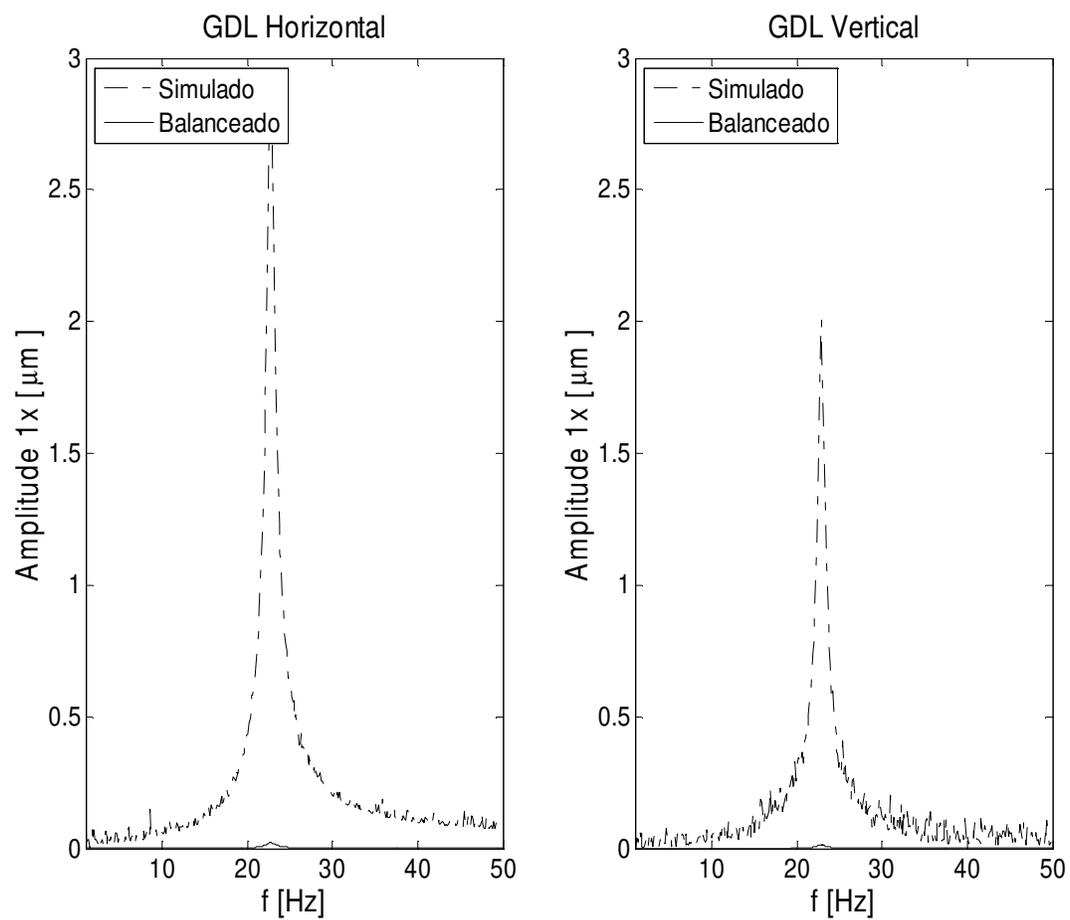


Figura B.1 – Modelo 1 – Comparação entre as respostas em amplitude simuladas do Ajuste 1 antes e após o balanceamento (Mancal #1).

Modelo 2:

Este procedimento de balanceamento utiliza os resultados do Ajuste 3 (Capítulo 7). A Solução H da Tabela 7.10 foi escolhida para esta aplicação e, assim, um desbalanceamento corretivo de mesma amplitude, posição (nó) e fase oposta (fase identificada somada de 180°) para cada eixo é aplicado juntamente ao desbalanceamento original do Modelo 2. Os parâmetros dos quatro desbalanceamentos estão apresentados na Tabela B.3.

Tabela B.3 – Dados do desbalanceamento original e o utilizado no balanceamento do Modelo 2.

Desbalanceamento		Amplitude [kg.m]	Fase [graus]	Posição [nó]
Original	Eixo #1	$3,7000 \cdot 10^{-5}$	0°	5 (central do eixo #1)
	Eixo #2	$3,7000 \cdot 10^{-5}$	0°	16 (central do eixo #2)
Corretivo	Eixo #1	$3,9216 \cdot 10^{-5}$	180,7059°	5 (central do eixo #1)
	Eixo #2	$3,2549 \cdot 10^{-5}$	175,0588°	16 (central do eixo #2)

A Tabela B.4 contém os valores das máximas respostas em frequência ao desbalanceamento (amplitudes) dos GDL horizontal e vertical. Assim, indicam que houve uma redução de mais de 96% na amplitude e, como esperado, resultam em uma operação mais suave da máquina. A Figuras II.2 e II.3 demonstram a amplitude vibracional nos Mancais #2 e #3, respectivamente.

Tabela B.4 – Amplitude máxima das respostas antes e após o balanceamento do Modelo 2.

	Amplitude Máxima			
	Mancal #2		Mancal #3	
	GDL Horizontal	GDL Vertical	GDL Horizontal	GDL Vertical
Resposta Simulada	5,7900 μm	5,7328 μm	18,1547 μm	17,9876 μm
Resposta Balanceada	0,2107 μm	0,2107 μm	0,5419 μm	0,5417 μm

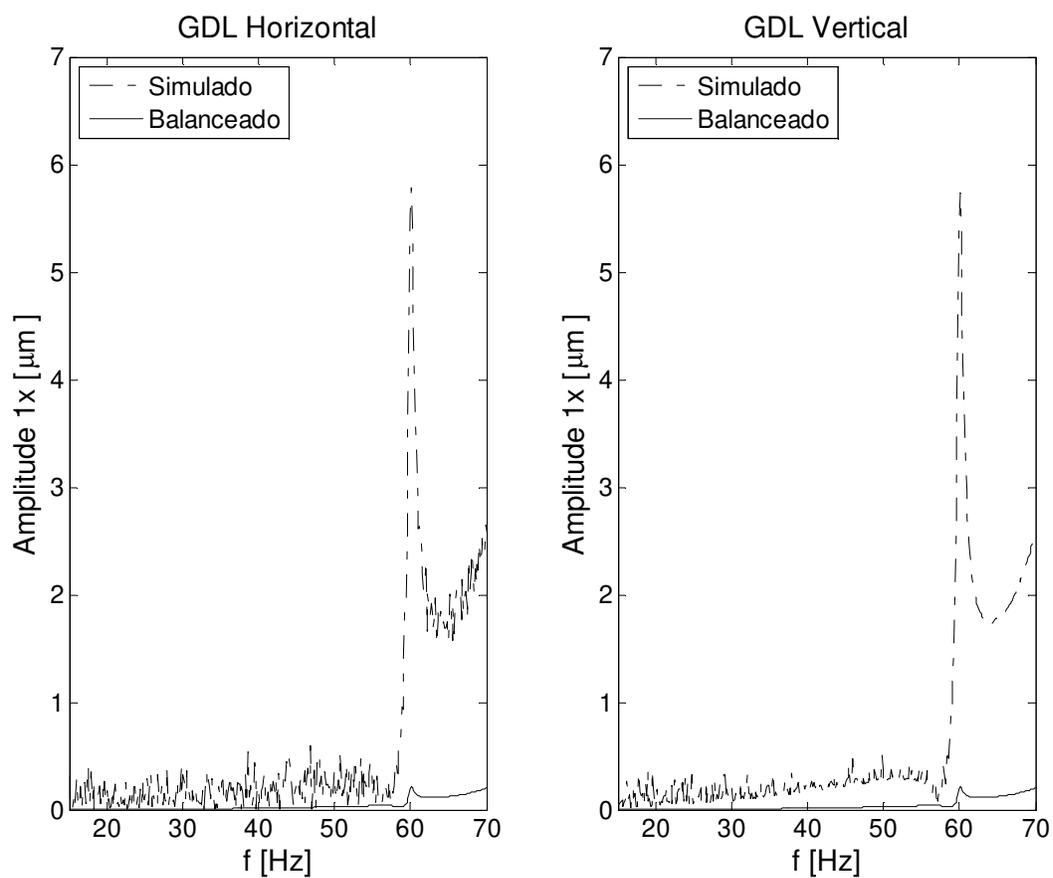


Figura B.2 – Modelo 2 – Comparação entre as respostas em amplitude simuladas do Ajuste 3 antes e após o balanceamento (Mancal #2).

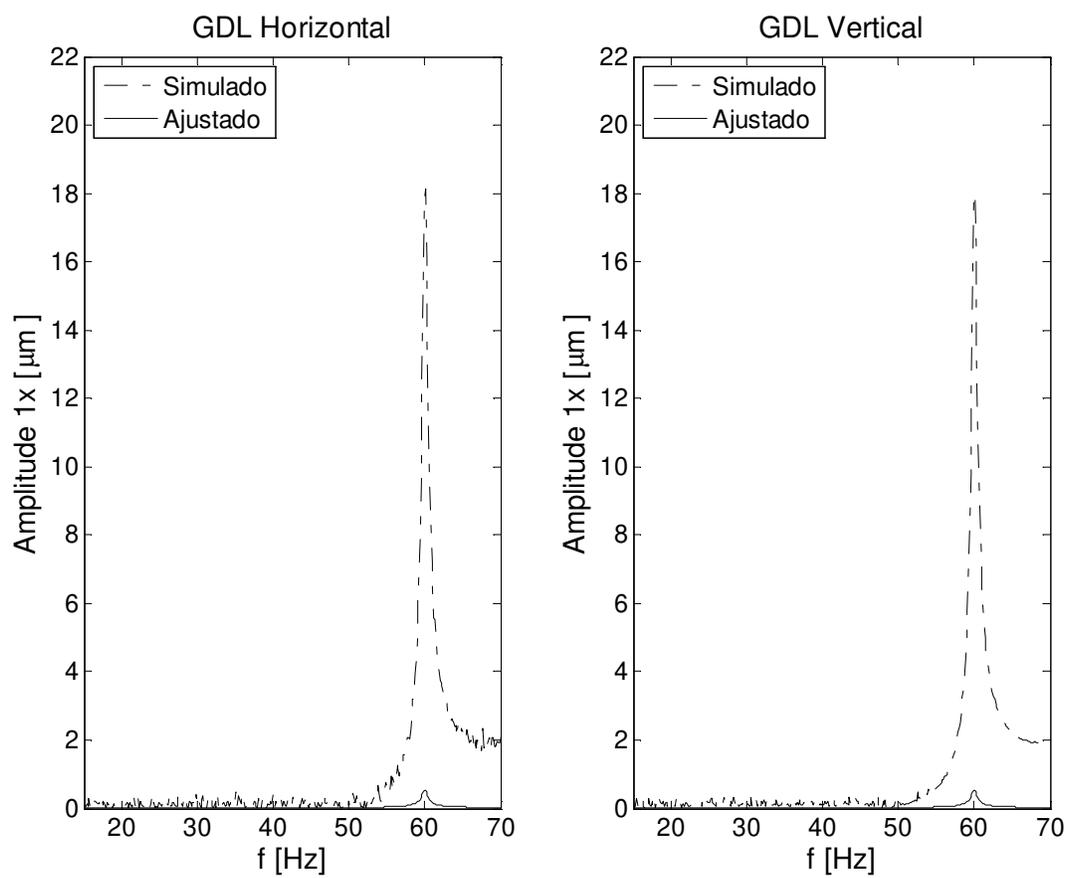


Figura B.3 – Modelo 2 – Comparação entre as respostas em amplitude simuladas do Ajuste 3 antes e após o balanceamento (Mancal #3).

ANEXO A – Modelagem do filme de óleo através de coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento.

Machado e Cavalca (2009), basicamente, modelam os mancais hidrodinâmicos, através de seu filme de óleo, considerando o carregamento devido ao peso do rotor e as características geométricas do mancal. Essas propriedades definem a expressão para a espessura do filme de lubrificante responsável pelo campo de pressões e forças hidrodinâmicas de sustentação geradas. A caracterização dos mancais hidrodinâmicos e do seu filme de óleo tem por objetivo, fornecer suporte numérico para a quantificação das forças transmitidas por estes componentes, forças estas causadas pelo próprio peso do rotor ou por um desbalanceamento deste, ou até por excitação externa, por exemplo. Isto é feito para que se conheça o comportamento do sistema estudado, neste caso, um rotor suportado por mancais hidrodinâmicos, caracterizando os modos de vibrar deste sistema (suas frequências naturais), para prevenir quebras na máquina ou acidentes mais graves, causados pelo excesso de vibrações ocorrentes, a uma dada velocidade de rotação do rotor.

O lubrificante é discretizado num modelo mola-amortecedor (Figura 3.4) e caracterizado por coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento k e c , respectivamente. A equivalência entre o filme de óleo e conjuntos de molas e amortecedores equivalentes faz uso de equações linearizadas simples, cujas respostas obtidas coincidem, em um número expressivo de casos, com sistemas reais estudados.

Em um sistema de coordenadas $x-y$ com origem no centro do mancal e o eixo x sendo a direção em que a carga estática está sendo aplicada (Figura C.1), as forças de reação originadas do filme de óleo lubrificante são dadas por:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \cdot \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} R d\theta dz \quad (C.1)$$

Na Equação (C.1), p é a pressão gerada no interior do filme de óleo, R é o raio do mancal, L é o comprimento axial do mancal, z é a coordenada axial e θ é a coordenada circunferencial angular originada no sentido anti-horário do eixo x . A extensão do filme de óleo vai de θ_1 até θ_2 , onde ambos os ângulo podem ser funções de z .

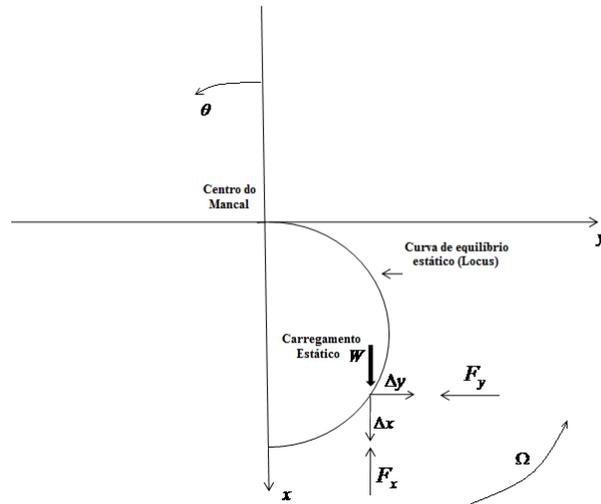


Figura C.1 – Sistema de Coordenadas.

A equação diferencial básica, que governa a distribuição de pressão no filme lubrificante, presente na folga dentro de um mancal radial, é chamada de Equação de Reynolds.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (C.2)$$

na qual t denota o tempo, x e z as coordenadas cartesianas, μ a viscosidade absoluta do lubrificante, U a velocidade do rotor e h a espessura do filme de óleo (dada pela Equação C.3).

$$h = C + x \cos \theta + y \sin \theta \quad (C.3)$$

C é a folga radial, e $x - y$ são as coordenada do centro do mancal.

Como pode ser observado as forças de reação são funções das coordenadas x e y , e da velocidade instantânea do centro do eixo, \dot{x} e \dot{y} (“ponto” indica derivada no tempo). Uma vez que, para pequenas amplitudes de deslocamentos, Δx e Δy , medidos a partir da posição de equilíbrio estático (x_0 e y_0), a expansão em série de Taylor até primeira ordem origina:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{x0} + k_{xx}\Delta x + k_{xy}\Delta y + c_{xx}\Delta\dot{x} + c_{xy}\Delta\dot{y} \\ F_y &= F_{y0} + k_{yx}\Delta x + k_{yy}\Delta y + c_{yx}\Delta\dot{x} + c_{yy}\Delta\dot{y} \end{aligned} \quad (\text{C.4})$$

Os termos (k_{xx} e k_{yy}) e (c_{xx} e c_{yy}) são chamados coeficientes diretos de rigidez e amortecimento, e os termos (k_{xy} e k_{yx}) e (c_{xy} e c_{yx}) são chamados coeficientes acoplados ou cruzados (“cross-coupling coefficients”). Na Equação C.4, os diretos e cruzados são as derivadas parciais avaliadas na posição de equilíbrio, dados pela Equação C.5 para k_{xy} e c_{xy} . A análise é realizada de forma análoga para os coeficientes restantes.

$$k_{xy} = \left(\frac{\partial F_x}{\partial y} \right)_0 \quad c_{xy} = \left(\frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \right)_0 \quad (\text{C.5})$$

Os termos (k_{xx} e k_{yy}) e (c_{xx} e c_{yy}) são chamados coeficientes diretos de rigidez e amortecimento, e os termos (k_{xy} e k_{yx}) e (c_{xy} e c_{yx}) são chamados coeficientes acoplados ou cruzados (“cross-coupling coefficients”). Como (x_0 e y_0) é a posição de equilíbrio, então $F_{y0} = 0$ enquanto F_{x0} é igual a carga estática W .

Os coeficientes são computados diretamente através da diferenciação, empregando uma solução oriunda de pequenas perturbações (Figura C2). Assim, a Equação C.3 pode ser escrita como:

$$h = h_0 + \Delta h \quad (\text{C.6})$$

na qual:

$$h_0 = C + x \cos \theta + y \sin \theta; \quad \Delta h = \Delta x \cos \theta + \Delta y \sin \theta; \quad \frac{\partial h}{\partial t} = \Delta \dot{x} \cos \theta + \Delta \dot{y} \sin \theta$$

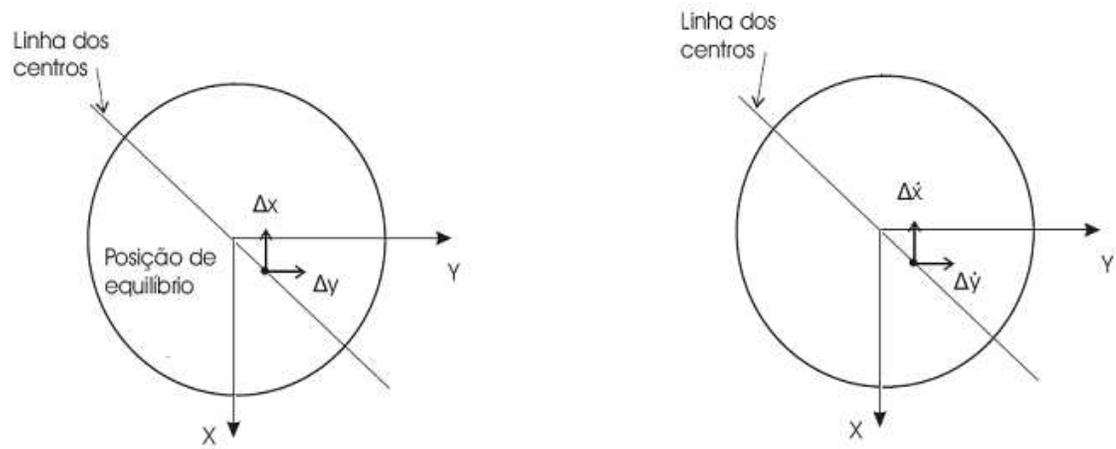


Figura C.2 – Perturbação em Torno da Posição de Equilíbrio. (a) Pequena perturbação na posição; (b) Pequena perturbação na velocidade.